

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh napínáku jednoduchého řemenového převodu

Design of a Belt Tensioner for a Belt Drive

Student:

Jiří Gerla

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Ostrava 2009



### **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

Podpis studenta

## Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola baňská – Technická universita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít ( §35 ods. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO
- bylo sjednáno, že VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 ods. 4 autorského zákona
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout její licenci k jejímu užívání mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takových případech ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy ( až do její skutečné výše ).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů ( zákon o vysokých školách ), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: .....

Adresa trvalého pobytu:

Gerla Jiří  
Kelč č.513  
756 43 Kelč

## **Anotace bakalářské práce**

Gerla, J. Napínací zařízení jednoduchého řemenového převodu. Ostrava: katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní VŠB – Technická universita Ostrava, 2009, 49s.

Bakalářská práce, vedoucí: doc. Ing. Kaláb Květoslav, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá návrhem a konstrukcí uzlu napínacího zařízení. V úvodu jsou popsány vlastnosti řemenového převodu a způsoby napínání řemenů. Další kapitola bakalářské práce obsahuje návrh řemene podle zadaných parametrů a výpočet potřebné napínací síly. Nejdůležitější část se zabývá konstrukčním řešením napínáku a jeho pevnostní kontrolou. V poslední kapitole je popsána problematika kontroly předpětí řemene.

## **Annotation bachelor thesis**

Gerla, J. Design of a Belt Tensioner for a Belt Drive. Ostrava: Department of Machine Parts and Mechanisms, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2009, 49 p. Bachelor thesis, head: doc. Ing. Kaláb Květoslav, Ph.D.

The bachelor's thesis is concerned with the project and construction of the node of a stretching device. There is a description of the characteristics of a belt drive and the means of belt tension in the introduction. Another chapter of the thesis contains a design of the belt in accordance with the given parameters and a calculation of needed stretching force. The most important part deals with the structural design of the stretcher and its strength control. The last chapter is concerned with the issue of control of prestress of the belt.

## Obsah bakalářské práce

Seznam použitého značení .....	8
1 Úvod .....	11
2 Cíle bakalářské práce .....	12
3 Vlastnosti řemenového převodu .....	13
3.1 Určení základních tahů $F_1$ a $F_2$ v řemenu .....	14
4 Způsoby napínání klínových řemenů .....	17
4.1 Pevná osová vzdálenost - napínání řemene pomocí napínací kladky .....	17
4.2 Proměnná osová vzdálenost .....	17
5 Návrh klínového řemene .....	19
5.1 Návrh výpočtových průměrů řemenic $D_1$ a $D_2$ .....	19
5.2 Návrh osově vzdálenosti .....	21
5.3 Určení délky řemene .....	22
5.4 Skutečná osová vzdálenost .....	23
5.5 Stanovení potřebného počtu řemenů .....	23
5.6 Výpočet předpětí a napínací síly řemene .....	24
5.7 Návrh hnací klínové řemenice .....	25
5.8 Osová vzdálenost pro montáž a demontáž řemene .....	27
6 Konstrukční návrh napínáku .....	28
6.1 Stanovení osově síly ve šroubu .....	29
6.1 Návrh velikosti závitu napínacího šroubu .....	30
6.2 Pevnostní kontrola navrženého napínacího šroubu .....	30
6.3 Výpočet čepů napínacího šroubu .....	32
6.4 Pevnostní kontrola upevňovacích šroubů motoru .....	33
6.5 Pevnostní kontrola svarů vidlice .....	35
6.7 Návrh výšky matice napínacího šroubu .....	37
6.6 Připojovací rozměry pro motor .....	38
6.8 Pevnostní kontrola svarů vidlic a táhel na levé straně .....	38
7 Způsoby kontroly předpětí řemene .....	42
7.1 Mechanická kontrola napnutí řemene .....	42
7.2 Elektronická kontrola napnutí řemenů .....	44

8, Závěrečné shrnutí.....	46
9 Seznam použitých pramenů .....	47
10 Přílohy .....	49

## Seznam použitého značení

Značka	Význam	Jednotka
A	Osová vzdálenost řemenic	[mm]
$A_m$	nejmenší osová vzdálenost řemenic	[mm]
$A_{max}$	Maximální osová vzdálenost řemenic	[mm]
$A_{min}$	Minimální osová vzdálenost řemenic	[mm]
$A_{SK}$	Skutečná osová vzdálenost řemenic	[mm]
a	Velikost svaru	[mm]
$a_0$	Osová výška volného konce motoru	[mm]
$A_{ZM}$	Rozdíl osově vzdálenosti řemenic pro napnutí a nasazení řemene	[mm]
B	Označení normalizovaného průřezu řemene	[-]
b	Šířka pera	[mm]
$b_{min}$	Minimální hloubka drážky nad výpočtovou šířkou	[mm]
$C_\alpha$	Součinitel vlivu úhlu opásání	[-]
$C_K$	Součinitel počtu řemenů	[-]
$C_L$	Součinitel délky řemene	[-]
$C_P$	Součinitel dynamičnosti zatížení a pracovního režimu	[-]
$D_1$	Výpočtový průměr hnací řemenice	[mm]
$D_2$	Výpočtový průměr hnané řemenice	[mm]
$D_2'$	Předběžný výpočtový průměr hnané řemenice	[mm]
$D_{1MIN}$	Minimální výpočtový průměr hnací řemenice	[mm]
$D_{1MAX}$	Maximální výpočtový průměr hnací řemenice	[mm]
$D_{1,2}$	Výpočtový průměr	[mm]
d	Jmenovitý průměr závitu šroubu	[mm]
$d_\varphi$	Elementární úhel	[N]
$d_{Fi}$	Elementární síla	[N]
$dF_{Ni}$	Elementární normálová síla	[N]
$dF_{Ti}$	Elementární třecí síla	[N]
$d_m$	Průměr volného konce hřídele motoru	[mm]
$d_m'$	Minimální průměr volného konce hřídele motoru	[mm]
$d_2$	Střední průměr závitu šroubu	[mm]
$d_3$	Malý průměr závitu šroubu	[mm]
$d_3'$	Minimální malý průměr závitu šroubu	[mm]
e	Vzdálenost mezi osami drážek	[mm]
F	Hnací obvodová síla	[N]
$F_i$	Síla na í-tém elementu	[N]
$F_M$	Síla od momentu	[N]
$F_N$	Normálová síla	[N]
$F_{NS}$	Napínací síla	[N]
$F_{NSx}$	Složka napínací síly v ose X	[N]
$F_{NSy}$	Složka napínací síly v ose Y	[N]
$F_O$	Statická síla v řemenu	[N]
$F_{OBV}$	Obvodová síla	[N]
$F_s$	Osová síla v napínacím šroubu	[N]
$F_{OŠ}$	Osová síla v kotvicím šroubu motoru	[N]
$F_V$	Výslednice sil	[N]
$F_1$	Síla v tažné větvi řemene	[N]
$F_2$	Síla v odlehčené větvi řemen	[N]
f	Součinitel vláknového tření	[-]
$f_k$	Součinitel tření v klínové drážce	[-]



$f_o$	Součinitel suchého tření	[-]
$f_f$	vlastní frekvence řemenu	[Hz]
$f_z$	Součinitel smykového tření na závitu	[-]
$h$	Výška pera	[mm]
$h_m$	Výška matice	[mm]
$h_{min}$	Minimální hloubka drážky pod výpočtovou šířkou	[mm]
$i$	Převodový poměr	[-]
$i_{sk}$	Skutečný převodový poměr	[-]
$K$	Počet řemenů	[-]
$K'$	Deformační síla	[N]
$K_{min}$	Minimální deformační síla	[N]
$K_{max}$	Maximální deformační síla	[N]
$k$	Součinitel bezpečnosti	[-]
$k_s$	Statický součinitel bezpečnosti	[-]
$k_3$	Převodní součinitel pro koutový svar	[-]
$k_4$	Převodní součinitel pro koutový svar	[-]
$L$	Šířka náboje	[mm]
$L_p$	Délka řemene	[mm]
$L_p'$	Předběžná délka řemene	[mm]
$l$	Délka pera	[mm]
$l'$	Délka přímkové části boku pera	[mm]
$l_p$	Výpočtová šířka řemene	[mm]
$l_v$	Délka měřené větve řemenu	[mm]
$M$	Šířka řemenice	[mm]
$M_k$	Kroutící moment	[N.m]
$M_{kz}$	Kroutící moment na závitu	[N.mm]
$M_{k1}$	Kroutící moment na hnací řemenici	[N.m]
$M_{k2}$	Kroutící moment na hnané řemenici	[N.m]
$M_o$	Ohybový moment	[N.m]
$M_{OSVX}$	Ohybový moment působící na svar	[N.mm]
$N_o$	Ideální výkon na jeden řemen	[kW]
$N_p$	Skutečný výkon přenášený jedním řemenem	[kW]
$n_1$	Otáčky na hnací řemenici	[ot.min <sup>-1</sup> ]
$n_2$	Otáčky na hnané řemenici	[ot.min <sup>-1</sup> ]
$P$	Jmenovitý výkon	[kW]
$p_{DOV}$	Dovolený tlak	[MPa]
$p_{D2}$	Dovolený tlak na bok pera v náboji	[MPa]
$p_2$	Tlak na bok pera v náboji	[MPa]
$R_{AX}$	Reakce působící na svar v ose X	[N]
$R_{AY}$	Reakce působící na svar v ose Y	[N]
$R_e$	Mez kluzu	[MPa]
$R_m$	Mez pevnosti	[MPa]
$R_1$	Poloměr zaoblení horní drážky řemenice	[mm]
$R_2$	Poloměr zaoblení dolní drážky řemenice	[mm]
$s$	Skluz řemene	[-]
$S_s$	Zjednodušeně plocha plného průřezu šroubu	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{SM}$	Plocha mezikruží	[mm <sup>2</sup> ]
$t$	Hloubka drážky v hřídeli	[mm]
$t_1$	Hloubka drážky v náboji	[mm]
$v_{max}$	Maximální obvodová rychlost hnací řemenice	[m.s <sup>-1</sup> ]
$v_1$	Obvodová rychlost hnací řemenice	[m.s <sup>-1</sup> ]
$v_2$	Obvodová rychlost hnané řemenice	[m.s <sup>-1</sup> ]

$W_k$	Modul odporu průřezu v krutu	[mm <sup>3</sup> ]
$W_o$	Modul odporu průřezu v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$W_{osvx}$	Modul odporu průřezu v ohybu svaru	[mm <sup>3</sup> ]
$W_p$	Výpočtová šířka řemenice	[mm]
$\gamma$	Průhyb řemene	[mm]
$\alpha$	Úhel opásání hnací řemenice	[°]
$\alpha_n$	Úhel sklonu naklápěcí plošiny	[°]
$\alpha'$	Úhel boku drážky řemenice	[°]
$\hat{\alpha}$	Úhel opásání hnací řemenice v radiánech	[rad]
$\beta$	Součinitel tloušťky koutového svaru	[-]
$\beta'$	Součinitel bezpečnosti koutového svaru	[-]
$\gamma$	Doplňkový úhle opásání	[°]
$\gamma_n$	Úhel sklonu napínacího šroubu od horizontální roviny	[°]
$\delta$	Úhel opásání hnané řemenice	[°]
$\varepsilon_1$	Sklon síly od vodorovné roviny	[°]
$\varepsilon_2$	Sklon síly od vodorovné roviny	[°]
$\Delta e$	Tolerance vzdálenosti vzdálenost mezi osami drážek	[mm]
$\Delta f$	Tolerance vzdálenosti mezi osou krajní drážky a nejbližší čelní stranou	[mm]
$\Delta i$	Maximální odchylka převodového poměru	[-]
$\sigma_D$	Dovolené napětí v tlaku	[MPa]
$\sigma_{red}$	Redukované napětí	[MPa]
$\sigma_t$	Napětí v tahu	[MPa]
$\tau$	Smykové namáhání	[MPa]
$\tau_D$	Dovolené smykové namáhání	[MPa]
$\tau_{\perp 1}$	Smykové napětí kolmé na svar	[MPa]
$\tau_{\perp 2}$	Smykové napětí svaru od ohybového momentu	[MPa]
$\tau_{\parallel 3}$	Smykové napětí svaru od posouvající síly	[MPa]
$\varphi'$	Redukovaný třecí úhel	[°]
$\psi$	Úhel stoupání závitu	[°]
$\omega_1$	Úhlová rychlost hnací řemenice	[rad]
$\omega_2$	Úhlová rychlost hnané řemenice	[rad]

## 1 Úvod

Napínací zařízení v pohonech využívající řemeny k přenosu síly představují samostatné konstrukční uzly. Existuje několik způsobů napínání řemenů. Volba napínacího zařízení záleží na mnoha faktorech, mezi něž patří zejména velikost celého zařízení, konstrukce, pořizovací náklady a levná údržba. Nejčastěji se používají zařízení ke změně osové vzdálenosti, nebo napínací kladky. Nejjednodušší konstrukce napínání spočívá v odsouvání jednoho zařízení s kladkou napínacím šroubem. Zejména v automobilovém průmyslu se hojně používají napínací kladky s variabilním nastavováním přítláčné síly, čímž se docílí vysoké účinnosti převodu až 99%.

Je velmi důležité, aby řemeny byly napnuty na potřebné předpětí, jelikož se tímto docílí vyšší životnosti řemenů a hlavně správné funkčnosti celého systému. Pro kontrolu správného napnutí řemenů v malosériové výrobě nejčastěji používáme přístroje pro měření průhybu řemene. Ve velkovýrobách jsou hojně používány přístroje elektronické, které pracují na principu měření vlastních frekvencí řemene, což se následně přepočte na předpětí.

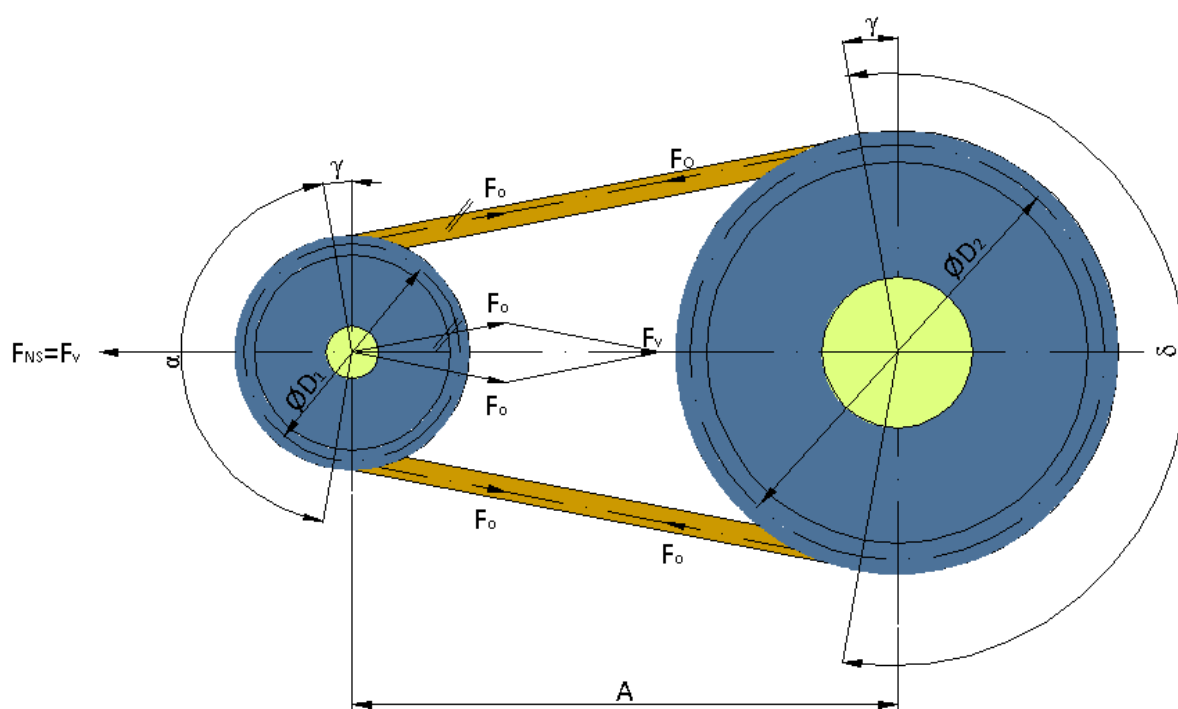
## 2 Cíle bakalářské práce

**V rámci splnění zadání bakalářské práce mi byly vymezeny následující cíle:**

- ✓ Vlastnosti řemenových převodů z klínovým převodem
- ✓ Způsoby napínání klínových řemenů
- ✓ Návrh klínového řemene
- ✓ Konstrukční návrh napínačku
- ✓ Způsoby kontroly předpětí v řemenu

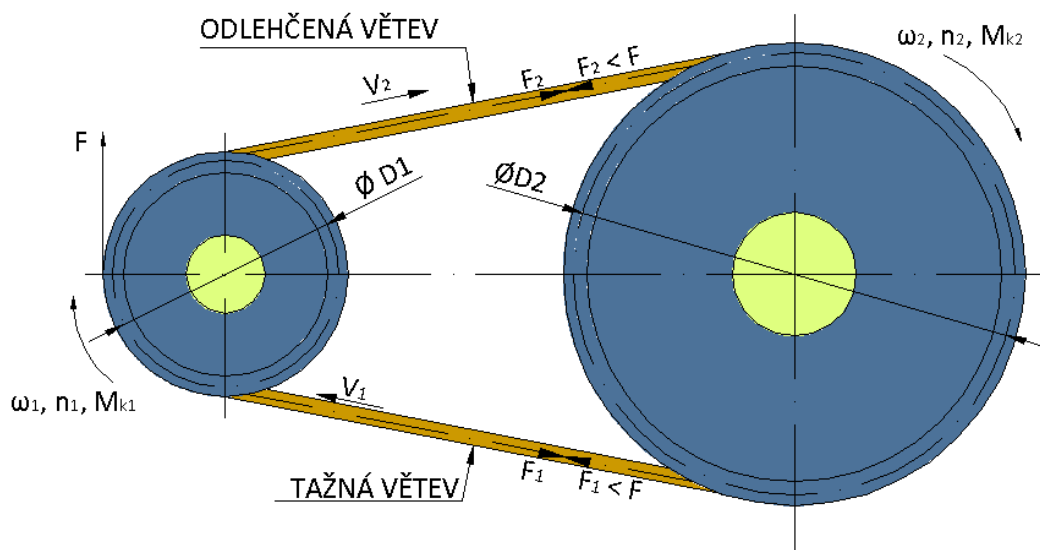
### 3 Vlastnosti řemenového převodu

Hlavní částí řemenového převodu je řemen a řemenice. Řemen se s řemenicí stýká pouze na bocích řemenů a pouze po obvodech řemenic, které náleží úhlu opásání  $\alpha$  a  $\delta$  (obr.3.1). Na těchto úhlech opásání vzniká za provozu převodu mezi řemenicí a řemen vláknové tření, které je důležité pro přenos obvodové síly přenášeného výkonu z hnací řemenice na řemen a z řemene na hnanou řemenici. Vláknové tření vyvodíme patřičným napnutím pružného řemene, které provádíme vždy za klidu napínací silou  $F_{NS}$ . Napnutím jsou obě větve řemenu stejně nataženy a v obou větvích působí stejná statická síla  $F_o$ , kterou nazýváme předpětí. Jejich výslednice  $F_v$  se rovná potřebné napínací síle  $F_{NS}$ .



Obr.3.1

Přenosem hnací obvodové síly  $F$  a pohybem řemene dojde ke zvětšení síly v táhnoucí větvi na  $F_1 = F_o + 1/2 F$  a zároveň se síla v druhé větvi zmenší na  $F_2 = F_o - 1/2 F$ . Poté mluvíme o tažné větvi a odlehčené větvi řemene, přičemž záleží na směru otáčení řemenic (obr.3.2).



Obr.3.2

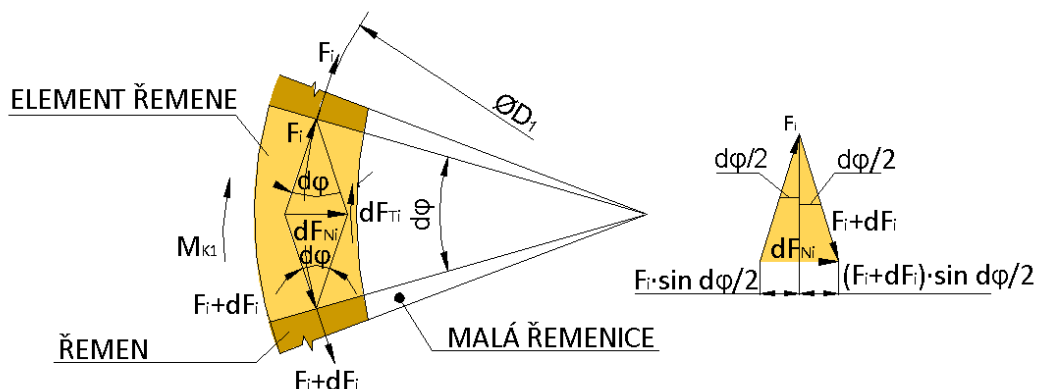
Pro předpětí platí vztah:

$$F_1 + F_2 = 2 \cdot F_0 \quad (3.1)$$

$$F_0 = \frac{F_1 + F_2}{2} \quad (3.2)$$

### 3.1 Určení základních tahů $F_1$ a $F_2$ v řemenu

Tahová síla v řemenu, která vzniká přenášením obvodové síly  $F$  plynule vzrůstá z  $F_2$  na  $F_1$ . Na libovolně vyjmutém  $i$ -tém elementu opásaného řemenu, který je omezen úhlem  $d\varphi$ , působí tahové síly  $F_i + dF_i$  a  $F_i$ . Jejich výslednicí je elementární normálová síla  $dF_{Ni}$ , která za provozu vyvolá mezi řemenicí a řemenem elementární třecí sílu  $dF_{Ti}$ .



Obr.3.3 Rozložení sil v elementu řemenu

Elementární normálová síla  $dF_{Ni}$  plyne ze silového trojúhelníku zobrazeného na (obr.3.3).

$$dF_{Ni} = (F_i + dF_i) \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} + F_i \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} \cong F_i \cdot d\varphi \quad (3.3)$$

Při úpravě vzorce (3.3) byla použita jistá zjednodušení. Pro velmi malé úhly platí  $\sin d\varphi/2 \cong d\varphi/2$ . Součin  $dF_i \cdot d\varphi$  zanedbáváme, jelikož se jedná o velmi malou veličinu vyššího řádu. Pro pružný prokluz uvažovaného elementu řemene na řemenici musí být roven diferenciální přírůstek tahové síly  $dF_i$  elementární třecí síle  $dF_{Ti}$ , která působí mezi elementem řemenem a řemenicí.

$$dF_i = dF_{Ti}$$

$$dF_i = dF_{Ti} \cdot f$$

$$dF_i = F_i \cdot d\varphi \cdot f$$

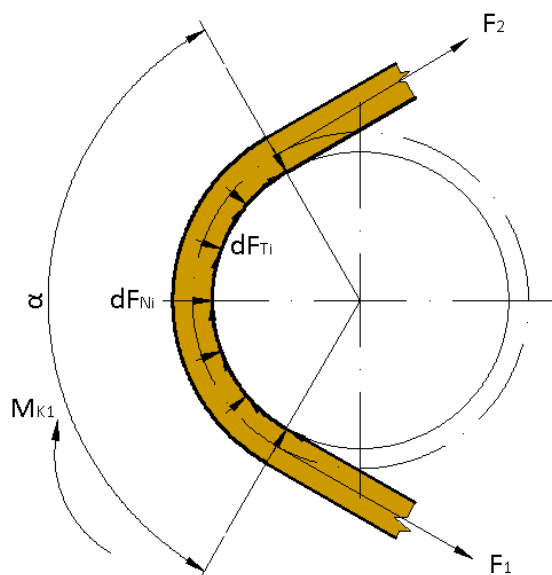
$$\frac{dF_i}{F_i} = f \cdot d\varphi \quad (3.4)$$

Výpočtovým úhlem je úhel opásání menší řemenice. Integrací diferenciální rovnice (3.4) po celém úhlu opásání malé řemenice  $\alpha$  získáme Eulerův vztah vláknového tření.

$$\int_{F_2}^{F_1} \frac{dF_i}{F_i} = \int_0^\alpha f \cdot d\varphi$$

$$\ln \frac{F_1}{F_2} = f \cdot \alpha$$

$$F_1 = F_2 \cdot e^{f \cdot \alpha} \quad [N] \quad (3.5)$$



Obr.3.4

Základní tahy ve větvích  $F_1$  a  $F_2$  získáme dosazením do vztahu  $F = F_1 + F_2$ , který vychází z rozložení sil v řemenu.

$$F_1 = F \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha}}{e^{f \cdot \alpha} - 1} \quad [N] \quad (3.6)$$

$$F_2 = F \cdot \frac{1}{e^{f \cdot \alpha} - 1} \quad [N] \quad (3.7)$$

Výslednici  $F_v$  (obr.3.1), dvou různoběžných sil  $F_1$  a  $F_2$ , která se současně rovná velikosti napínací síly  $F_{Ns}$  vypočítáme pomocí kosinovy věty.

$$F_V = F_{NS} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos 2\gamma} \text{ [N]} \quad (3.8)$$

Potřebné předpětí řemene (obr.3.1) pro správnou funkci pohonu určíme ze vztahu (3.7)

$$F_o = k \cdot \frac{F_1 + F_2}{2} \text{ [N]} \quad (3.9)$$

Dosažením základních tahů (3.4) a (3.5) do vztahu (3.7) dostane upravenou rovnici pro výpočet předpětí (3.8).

$$F_o = k \cdot \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f_k \cdot \alpha} + 1}{e^{f_k \cdot \alpha} - 1} \text{ [N]} \quad (3.10)$$

Kde  $k[-]$  je součinitel bezpečnosti proti celkovému prokluzování řemene na řemenici.

Klínová drážka v řemenici má za důsledek zvětšení koeficientu tření mezi řemenem a řemenicí. Jelikož je řemen vtahován do řemenice výslednicí  $F_v$ , tak nastává rozklad sil, které v daném místě působí. Podle (obr.3.5) se normálová síla řemene a řemenice rovná (3.9).

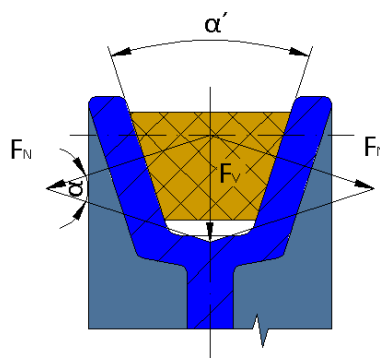
$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{F_v}{F_N}$$

$$F_N = \frac{F_v}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (3.11)$$

Třecí síla se vypočte podle:

$$F_T = 2 \cdot F_N \cdot f = F_v \cdot \frac{f}{\sin \frac{\alpha}{2}} \quad (3.12)$$

Kde  $f_k [-]$  je součinitel tření v klínové drážce a  $\alpha' [^\circ]$  je úhel drážky řemenice.



Obr.3.5 Rozložení sil v klínové drážce

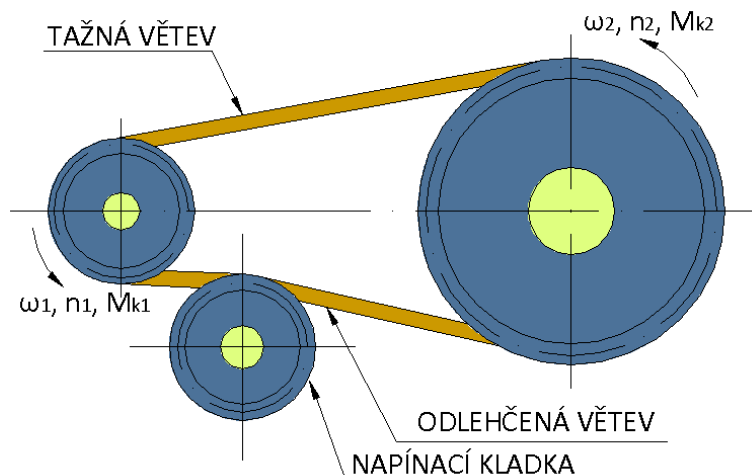


## 4 Způsoby napínání klínových řemenů

V dnešní době existuje mnoho způsobů napínání klínových řemenů. Při konstrukci napínačů řemenového převodu musíme brát ohledy na zastavitelnou plochu, minimální údržbu a pořizovací náklady.

### 4.1 Pevná osová vzdálenost - napínání řemene pomocí napínací kladky

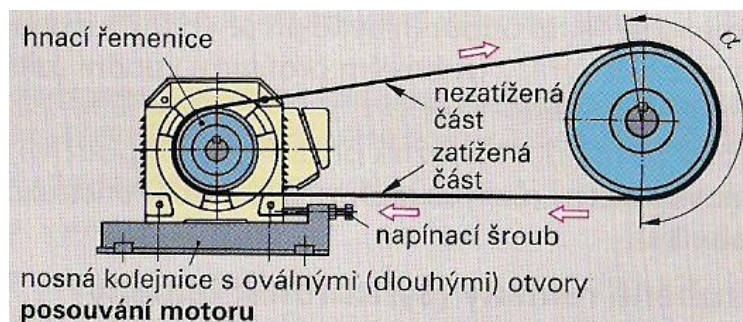
Napínání klínového řemene pomocí napínací kladky používáme tehdy, je-li osová vzdálenost hřídelů malá a převodový poměr velký. V tomto případě hrozí k prokluzování řemene na malé řemenici z důvodu malého úhlu opásání. Napínací kladka se umísťuje v blízkosti malé řemenice tak, aby napínala odlehčenou větev (obr.4.1). Použitím napínací kladky zvětšíme úhel opásání a tím i tření mezi malou řemenicí a řemenem, čímž dosáhneme přenosu většího výkonu při menším napnutí řemene. Přitlačení kladky k řemenu je zajištěno silou, která se nejčastěji vyvolává pružinou, nebo závažím. Nejvyšší účinnosti převodu  $\eta=0,99$  dosáhneme variabilním elektrohydraulickým přitlačováním kladky k řemenu v závislosti na přenášeném výkonu se záměrem přenosu obvodové síly na celých úhlech opásání. Umístění napínací kladky vyvolává za běhu v řemenu změnu smyslu ohybového napětí, což je nežádoucí, jelikož se tímto snižuje životnost řemene. Z tohoto důvodu má mít napínací kladka průměr stejný jako je průměr malé řemenice  $D_1$ , aby řemen tolik netrpěl již zmíněnou změnou smyslu napětí.



Obr.4.1 Napínání řemene napínací kladkou

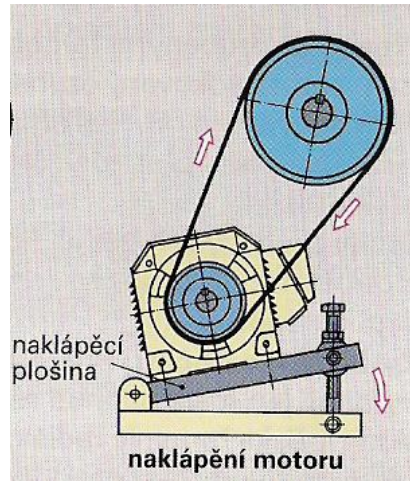
### 4.2 Proměnná osová vzdálenost

Mezi hojně používané způsoby napínání řemenu patří posouvání nebo naklápění jednoho zařízení s řemenicí. Ve většině případů se řemen napíná odsouváním motoru napínacím šroubem, čímž se zvětší osová vzdálenost, a tím pádem napne řemen (obr.4.2). Tento způsob je jeden z nejjednodušších a ekonomicky nejméně náročných.



Obr.4.2 Napínání řemene odsouváním motoru napínacím šroubem [3]

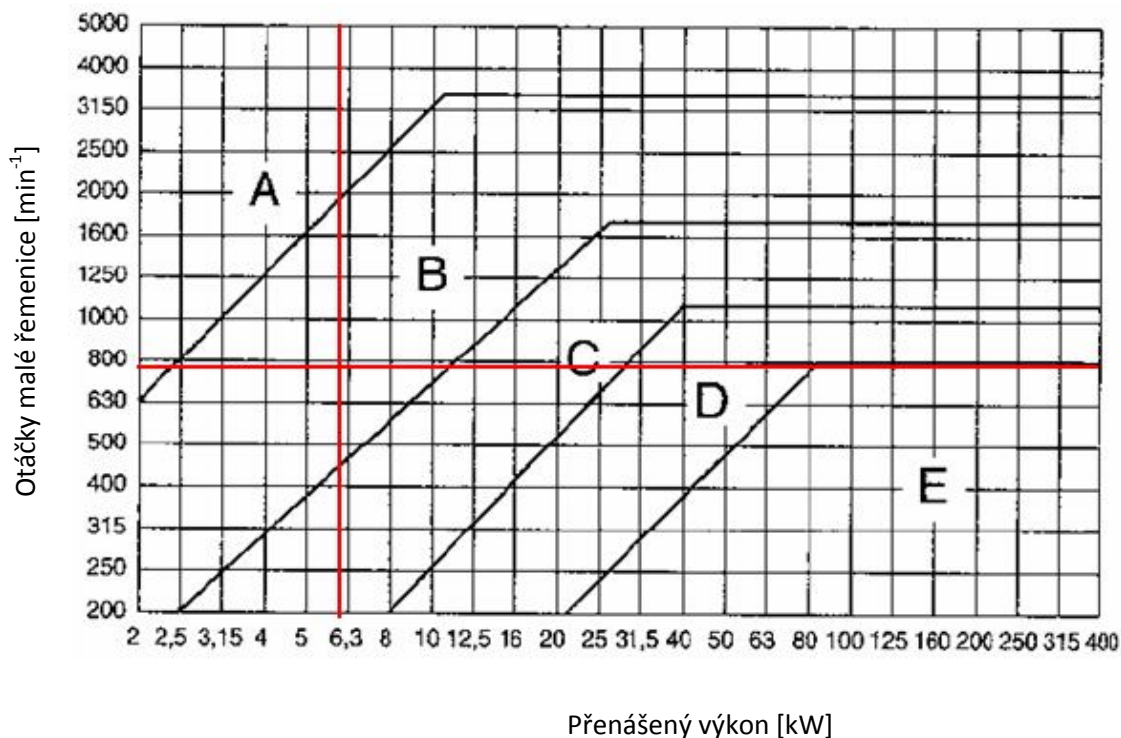
Další možností jak napnout řemen je použití naklápěcí plošiny (obr.4.3). Plošina je na jedné straně upevněna na otočných čepech, z druhé strany je umístěn napínací šroub, který je uložen rovněž na v otočných čepech. Nakláněním plošiny dochází ke změně osové vzdálenosti. Princip je znázorněn na (obr.4.3).



Obr.4.3 Napínání řemene naklápěcí plošinou [3]

## 5 Návrh klínového řemene

Velikost normalizovaného průřezu klínového řemene označeného Z, A, B, C, D nebo E, pro zadané parametry převodu určím podle ČSN [11], vynesím vstupních otáček  $n_1=760[\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]$  a přenášeného výkonu  $P=6[\text{kW}]$  na hnacím hřídeli do diagramu uvedeného na (obr.5.1). Pro zadané parametry volím řemen průřezu B.



Obr.5.1 Diagram určení potřebného průřezu klínového řemene [6].

### 5.1 Návrh výpočtových průměrů řemenic $D_1$ a $D_2$

#### Výpočtový průměr hnací řemenice $D_1$

Minimální výpočtový průměr řemenice  $D_{1MIN}$  podle průřezu řemene udává ČSN [12]. Pro průřez řemene B odpovídá  $D_{1MIN}=125[\text{mm}]$ . Použitím minimálního výpočtového průřezu řemenice dostáváme maximální počet řemenů  $K$  [-]. Využitím maximálního výpočtového průřezu řemenice  $D_{1MAX}$  docílíme maximálního využití řemene a to je při maximální obvodové rychlosti  $v_1[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ .

$$D_{1MIN} \leq D_1 \leq D_{1MAX} \quad (5.1)$$

$$125 \leq 200 \leq 628 \quad (5.2)$$

Výpočtový průměr hnací řemenice  $D_1=200[\text{mm}]$  volím s ohledem na minimální rozměry celého zařízení, jelikož se použitím tohoto průměru docílí nižšího počtu řemenů  $K$ [-], než kdybych zvolil jako minimální průměr hnací řemenice  $D_{1MIN}$ .

$$v_{max} = \frac{\pi \cdot D_{1MAX} \cdot n_1}{60} \quad (5.3)$$

$$D_{1MAX} = \frac{60 \cdot v_{max}}{\pi \cdot n_1}$$

$$D_{1MAX} = \frac{60 \cdot 25}{\pi \cdot 760}$$

$$D_{1MAX} = 0,628[m] = 628[mm]$$

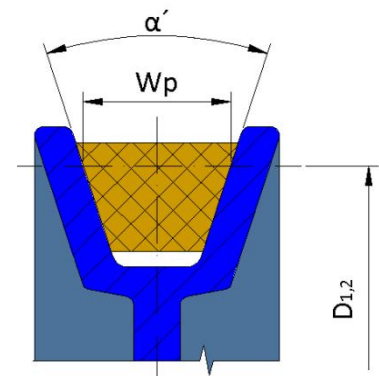
Maximální obvodová rychlost klínového řemene Industrial  $v_{max}=25[m.s^{-1}]$  podle [4].

Tab.5.1 Minimální výpočtové průměry řemenic pro jednotlivé velikosti klasického průřezu klínového řemene [12]

Průměr řemene	$D_{1MIN}$ [mm]
Z	63
A	90
B	125
C	200
D	355
E	500

#### Výpočtový průměr hnací řemenice $D_2$

Výpočtový průměr hnací řemenice  $D_2$  se vypočte z převodového poměru  $i=3,48[-]$  a průměru hnací řemenice  $D_1=200[mm]$ . Vypočtená hodnota se zaokrouhlí na nejbližší normalizovanou hodnotu dle příslušné řady průměru řemenic (tab.5.2).



Obr.5.2

Tab.5.2 Řada výpočtových průměrů řemenic „D“ pro klasické klínové řemeny [13].

Průřez řemene	Normalizovaný výpočtový průměr řemenic D [mm]
B	125, 132, 140, 150, 160, 170, 180, 200, 224, 250, 280, 300, 315, 355, 375, 400, 450, 500, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1000

$$D_2' = D_1 \cdot i \quad (5.4)$$

$$D_2' = 200 \cdot 3,48$$

$$D_2' = 696[mm]$$

Nejbližší normalizovaný průměr řemenice  $D_2=710[mm]$  je určen podle (tab.5.2.).

#### Kontrola tolerance převodového poměru

$$i - \frac{\Delta i}{100} \cdot i \leq i_{sk} \leq i + \frac{\Delta i}{100} \cdot i \quad (5.5)$$

$$i \cdot \left(1 - \frac{\Delta i}{100}\right) \leq i_{sk} \leq i \cdot \left(1 + \frac{\Delta i}{100}\right)$$

$$3,48 \cdot \left(1 - \frac{5}{100}\right) \leq 3,622 \leq 3,48 \cdot \left(1 + \frac{5}{100}\right)$$

$$3,306 \leq 3,622 \leq 3,654$$

Podmínka tolerance převodového poměru 5% s navrženými průměry hnací řemenice  $D_1=200[\text{mm}]$  a hnané řemenice  $D_2=710[\text{mm}]$  vyhověla.

Skutečný převodový poměr

$$i_{sk} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - s)} \quad (5.6)$$

$$i_{sk} = \frac{710}{200 \cdot (1 - 0,02)}$$

$$i_{sk} = 3,622 [-]$$

V důsledku pružnosti řemene vzniká skluz  $s[-]$ , řemen se na hnací řemenici opožďuje. Započítáním tohoto skluzu dostaneme skutečnější převodový poměr. Pro klínový řemen Industrial  $s=0,02[-]$  podle [4].

Obvodová rychlost  $v_1 [\text{m.s}^{-1}]$  pro normalizovanou velikost průměru hnací řemenice  $D_1$  je:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} \quad (5.7)$$

$$v_1 = \frac{\pi \cdot 0,2 \cdot 760}{60}$$

$$v_1 = 7,959 [\text{m.s}^{-1}]$$

## 5.2 Návrh osově vzdálenosti

Nejmenší osová vzdálenost řemenic o výpočtových průměrech  $D_1$  a  $D_2$  je určena nejmenší velikostí úhlu opásání malé řemenice  $\alpha[^\circ]$  (obr.5.3). Pro zajištění přenosu výkonu třením musí být úhel opásání nejméně  $\alpha_{min} = 90^\circ$ . Úhel opásání malé řemenice plyne z obr.5.3.

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A} \quad (5.8)$$

$$\cos \frac{90}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A_{min}} \quad (5.9)$$

$$A_m = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (D_2 - D_1)$$

$$A_m = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (710 - 200)$$

$$A_m = 360,62 [\text{mm}]$$

Obvykle se osová vzdálenost volí o něco větší. Zvětšením osově vzdálenosti stojíme na straně bezpečnosti přenosu výkonu, jelikož se zvětší úhel opásání. Osová vzdálenost se doporučuje volit v doporučených mezích [6]:

$$A_m < A < 2 \cdot (D_1 + D_2) \quad (5.10)$$

$$360,62 < A < 2 \cdot (200 + 710)$$

$$360,62 < A < 1820$$

Předběžně volím osovou vzdálenost  $A=900 [\text{mm}]$ .

### 5.3 Určení délky řemene

Dalším důležitým parametrem při výpočtu je určení výpočtové délky řemeny  $L_p$  [mm]. Tato výpočtová délka leží v neutrální rovině řemenu, je normalizována a uvádíme ji při koupi řemene.

Úpravou rovnice (5.8) získáme úhel opásání hnací řemenice  $\alpha$  [°]

$$\alpha = 2 \cdot \arccos\left(\frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A}\right) \quad (5.11)$$

$$\alpha = 2 \cdot \arccos\left(\frac{710 - 200}{2 \cdot 900}\right)$$

$$\alpha = 147,08 \text{ [°]}$$

Doplňkový úhel  $\gamma$  [°] získáme podle (obr.5.3) ze vztahu:

$$\alpha = 180 - 2 \cdot \gamma \quad (5.12)$$

$$\gamma = \frac{180 - \alpha}{2}$$

$$\gamma = \frac{180 - 147,08}{2}$$

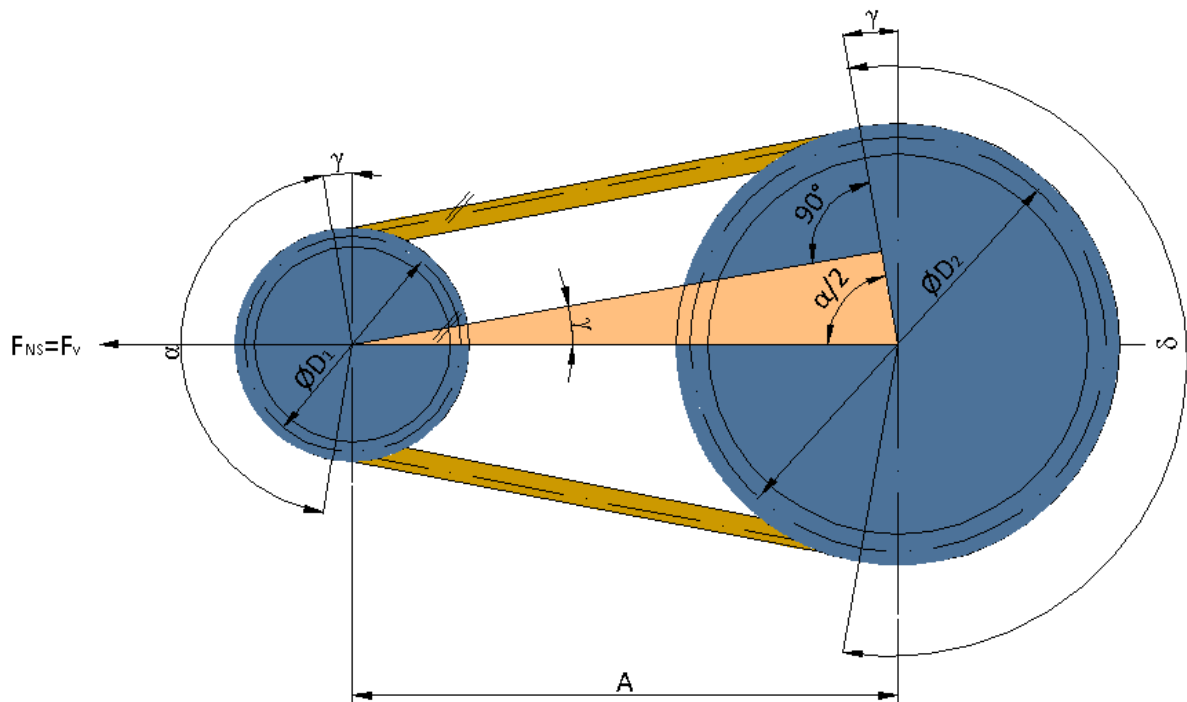
$$\gamma = 16,46 \text{ [°]}$$

Úhel opásání hnané řemenice  $\delta$  [°] získáme podle (obr.5.3) ze vztahu:

$$\delta = 180 + 2 \cdot \gamma \quad (5.13)$$

$$\delta = 180 + 2 \cdot 16,46$$

$$\delta = 212,92 \text{ [°]}$$



Obr.5.3

Předběžná geometrická délka řemene  $L'_p$  [mm] v rovině neutrálních vláken je:

$$L'_p = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \pi \cdot D_1 \cdot \frac{\alpha}{360} + \pi \cdot D_2 \cdot \frac{\delta}{360} \quad (5.14)$$

$$L'_p = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_2 - D_1)$$

$$L_p' = 2.900 \cdot \sin \frac{147,08}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (200 + 710) + \frac{\pi \cdot 16,46}{180} \cdot (710 - 200)$$

$$L_p' = 3302 \text{ [mm]}$$

Vypočtenou délku řemene  $L_p'$  upravíme na nejbližší normalizovanou délku řemene  $L_p$  dle ČSN [10]. Přehled normalizovaných výpočtových délek řemene  $L_p$  je uveden v tab.5.3. Nejbližší normalizovaná délka  $L_p = 3150 \text{ [mm]}$ .

Tab.5.3 Normalizované výpočtové délky klínového řemene  $L_p$  [10].

Průřez řemene	Normalizované výpočtové délky $L_p$ [mm] klínového řemene
B	800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300

## 5.4 Skutečná osová vzdálenost

Z důvodu konstrukce řemenového převodu je důležité znát skutečnou osovou  $A_{sk}$  vzdálenost hnací a hnané řemenice, která odpovídá normalizované délce klínového řemenu  $L_p$ .

$$A_{sk} = \frac{1,04 \cdot L_p - \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) - \frac{\pi \cdot Y}{180} \cdot (D_2 - D_1)}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (5.15)$$

$$A_{sk} = \frac{1,04 \cdot 3150 - \frac{\pi}{2} \cdot (200 + 710) - \frac{\pi \cdot 16,46}{180} \cdot (710 - 200)}{2 \cdot \sin \frac{147,08}{2}}$$

$$A_{sk} = 886,4 \text{ [mm]}$$

Hodnota 1,04 představuje zvětšení výpočtové délky řemene v důsledku napnutí řemene.

## 5.5 Stanovení potřebného počtu řemenů

Potřebný počet řemenů k přenosu požadovaného výkonu určíme podle vztahu [11]:

$$K = \frac{P}{N_p \cdot C_k} \quad (5.16)$$

$$K = \frac{6}{2,76 \cdot 0,95}$$

$$K = 2,28 \text{ [-]}$$

Pro přenos požadovaného výkonu volím podle výpočtu (5.16) dva řemeny.

Kde  $C_k = 0,95 \text{ [-]}$  je součinitel počtu řemenů v převodu, který respektuje nerovnoměrné rozdělení přenášeného výkonu na jednotlivé řemeny, určen normou ČSN [11], přehled tab.5.4.,  $N_p \text{ [kW]}$  je skutečný výkon přenášený jedním řemenem v provozních podmínkách, který podle ČSN [11] určíme ze vztahu:

$$N_p = N_o \cdot \frac{c_\alpha \cdot c_L}{c_p} \quad (5.17)$$

$$N_p = 3,37 \cdot \frac{0,92 \cdot 1,07}{1,2}$$

$$N_p = 2,76 \text{ [kW]}$$

Tab.5.4 Součinitel počtu řemenů  $C_k$

Počet řemenů v převodu	$C_k [-]$
1	1
2 až 3	0,95
4 až 6	0,9
7 a více	0,85

Jmenovitý ideální výkon na 1 řemen  $N_o$  [kW] je určen normou ČSN [11]. Pro řemen průřezu B, převodový poměr  $i=3,48$  a otáčky malé řemenice  $n_1=760$  ot.min<sup>-1</sup> je roven ideální jmenovitý výkon na 1 řemen  $N_o=3,37$ [kW]. Součinitel vlivu úhlu opásání  $c_\alpha = 0,92[-]$  a součinitel délky řemene  $c_l=1,07[-]$  jsou určeny v ČSN[11]. Součinitel dynamičnosti a pracovního režimu  $c_p=1,2$  je rovněž určen ČSN[11].

**Specifikace řemene: Řemen B-3150 ČSN 02 3110.**

## 5.6 Výpočet předpětí a napínací síly řemene

Napínací síla potřebná k napnutí řemene je:

$$F_V = F_{NS} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos 2\gamma} \quad (5.18)$$

$$F_V = F_{NS} = \sqrt{773^2 + 19^2 + 2 \cdot 773 \cdot 19 \cdot \cos (2 \cdot 16,46)}$$

$$F_V = F_{NS} = 789 [N]$$

Napínací síla, kterou musí napínák vyvodit k správnému napnutí řemenů je  $F_{NS} = 789$  [N].

Základní tahy ve větvích F1 a F2 jsou:

$$F_1 = F \cdot \frac{e^{f_k \cdot \alpha}}{e^{f_k \cdot \alpha} - 1} \quad (5.19)$$

$$F_1 = 754 \cdot \frac{e^{1,44 \cdot 2,567}}{e^{1,44 \cdot 2,567} - 1}$$

$$F_1 = 773 [N]$$

$$F_2 = F \cdot \frac{1}{e^{f_k \cdot \alpha} - 1}$$

$$F_2 = 754 \cdot \frac{1}{e^{1,44 \cdot 2,567} - 1} \quad (5.20)$$

$$F_2 = 19 [N]$$

Potřebné předpětí řemene je:

$$F_o = k \cdot \frac{F_1 + F_2}{2} \quad (5.21)$$

$$F_o = 1,5 \cdot \frac{773 + 19}{2}$$

$$F_o = 594 [N]$$

Velikost součinitele bezpečnosti proti celkovému prokluzování řemene na řemenici se v praxi doporučuje obvykle volit v rozmezí  $k=1,3-1,6$  [6], s ohledem na vyšší bezpečnost proti celkovému prokluzování řemene na řemenici volím součinitel bezpečnosti u horní doporučené hranici  $k=1,5$ . Přenášenou obvodovou sílu  $F$  [N] určíme podle vztahu:

$$F = \frac{M_{k1}}{\frac{D_1}{2}} \quad (5.22)$$

$$F = \frac{75,39}{\frac{200 \cdot 10^{-3}}{2}}$$

$$F = 754 [N]$$



Krouticí moment  $M_{k1}$  působící na hnací řemenici:

$$P = M_{k1} \cdot \omega \quad (5.23)$$

$$P = M_{k1} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{60}$$

$$M_{k1} = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_1}$$

$$M_{k1} = \frac{60 \cdot 6000}{2 \cdot \pi \cdot 760}$$

$$M_{k1} = 75,39 [N \cdot m]$$

Součinitel tření v klínové drážce  $f_k [-]$  je roven:

$$f_k = \frac{f}{\sin \frac{\alpha'}{2}} \quad (5.24)$$

$$f_k = \frac{0,4448}{\sin \frac{36}{2}}$$

$$f_k = 1,44 [-]$$

Úhel drážky řemenice  $\alpha' = 36[^\circ]$ .

$$f = f_0 + 0,012 \cdot v_1 \quad (5.25)$$

$$f = 0,35 + 0,012 \cdot 7,9$$

$$f = 0,4448 [-]$$

Kde  $f [-]$  je součinitel vláknového tření, který závisí na druhu řemene, jeho materiálu, tlaku, obvodové rychlosti, teplotě a drsnosti povrchů. Tento součinitel vypočítáme dle vztahu (5.20). Ve vztahu (5.20) se objevuje součinitel suchého tření  $f_0$ , který se vyskuteje u nového nezaběhnutého řemene. Hodnota tohoto součinitele pro pryžový řemen a ocelovou řemenici je rovna  $f_0 = 0,35 [-]$  [1].

Úhle opásání  $\hat{\alpha} [rad]$  hnací řemenice  $D_1$  je:

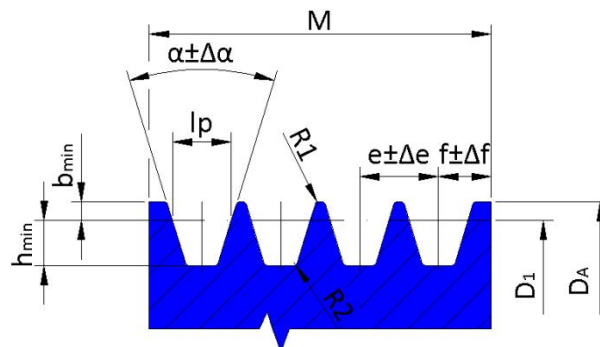
$$\hat{\alpha} = \frac{\alpha \cdot \pi}{180} \quad (5.26)$$

$$\hat{\alpha} = \frac{147,08 \cdot \pi}{180}$$

$$\hat{\alpha} = 2,567 [rad]$$

## 5.7 Návrh hnací klínové řemenice

Řemenice pro klínové řemeny musí mít předepsaný tvar a rozměr klínové drážky (obr.5.4), z důvodu správné polohy řemene. Řemen nesmí vyčnívat z drážky a ani dosedat na dno drážky, nýbrž musí dosednout celým bokem na drážku. Rozměry klínových drážek jsou určeny v ČSN [13]. Hnací řemenice je navržena ocelová z kruhové tyče. Rozměry klínové drážky jsou uvedeny v (tab.5.5).



Obr.5.4 Rozměry drážek pro klínový řemen

Tab.5.5 Rozměry klínové drážky pro klínový řemen klasického průřezu B [13].

Typ	$l_p=W_p$ [mm]	$b_{min}$ [mm]	$h_{min}$ [mm]	$e$ [mm]	$\Delta e$ [mm]	$f$ [mm]	$\Delta f$ [mm]	$R1$ [mm]	$R2$ [mm]
B	14	4,2	10,8	19	$\pm 0,4$	12,5	$+2$ $-1$	1	1,6

Šířka řemenice se vypočítá pomocí vztahu:

$$M = (K-1) \cdot e + 2 \cdot f \quad (5.27)$$

$$M = (2-1) \cdot 19 + 2 \cdot 12,5$$

$$M = 44 \text{ [mm]}$$

Průměr vrtání řemenice navrhuji podle připojovacích rozměrů asynchronních motorů Siemens od výkonu 5,5[kW] do 7,5[kW] a jmenovitých otáček  $n_1=750[\text{ot} \cdot \text{mn}^{-1}]$ . Tyto motory jsou vyráběny s volným koncem hřídele  $\varnothing d_m=42[\text{mm}]$ . Kontrolu průměru čepů jednoduše provedu z namáhání v krutu. Dovolené smykové namáhání volím  $\tau_D = 25[\text{MPa}]$  podle [2].

$$d_m' \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (5.28)$$

$$d_m' \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 75,39 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25}}$$

$$d_m' \geq 24,85 \text{ [mm]}$$

Průměr čepu hřídele motoru vyhovuje, jelikož splnil následující podmínku:

$$d_m > d_m' + t \quad (5.29)$$

$$42 > 24,85 + 4,1$$

$$42 > 28,95$$

Hloubka drážky na pero  $t=4,1[\text{mm}]$  odpovídá minimálnímu vypočtenému průměru hřídele  $d_m'=24,85[\text{mm}]$ .

### Rozměr pera

Pero volím normalizováno podle průměru volného konce hřídele motoru  $\varnothing d_m=42[\text{mm}]$ , délku pera  $l$  [mm] určím z drážky pro pero na čepu motoru Siemens (\*) - PERO12e7x8x90 ČSN 02 2562. Délku pera zkontroluji z podmínky dovoleného tlaku mezi perem a řemenicí. Dovolený tlak pro pero těsné a ocelovou řemenicí je  $p_{D2} = 120[\text{MPa}]$  podle [1]. Šířku náboje  $L$  [mm] zvolím podle délky těsného pera, přičemž musí platit  $l \leq L$ . Z pevností kontroly pro otláčení těsného pera vychází následující vztahy pro délku těsného pera.

$$\begin{aligned} p_2 &\leq p_{D2} \\ 13,82[\text{MPa}] &\leq 120[\text{MPa}] \end{aligned} \quad (5.30)$$

Tlak mezi těsným perem a ocelovou řemenicí vychází podstatně menší než dovolený tlak, tudíž pero vyhovuje.

Přímková část délky pera  $l'$  [mm] je:

$$l = l' + b \quad (5.31)$$

$$l' = l - b$$

$$l' = 90 - 12$$

$$l' = 78 [\text{mm}]$$

Tlak působící na přímkovou část boku pera  $p_2$  [MPa] je:

$$p_2 = \frac{F_2}{l' \cdot t_1} \quad (5.32)$$

$$p_2 = \frac{3343,2}{78 \cdot 3,1}$$

$$p_2 = 13,82 [\text{MPa}]$$

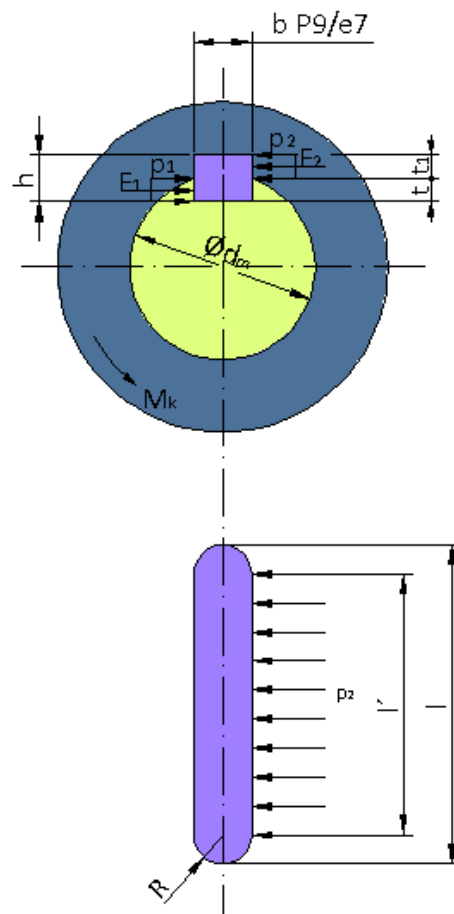
Kde  $t_1 = 3,1$  [mm] je hloubka drážky pro pero v řemenici,  $b = 12$  [mm] je šířka pera a  $l = 90$  [mm] délka pera.

Síla působící na bok pera v oblasti náboje se vypočte podle vztahu:

$$F_2 = \frac{M_k}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} \quad (5.33)$$

$$F_2 = \frac{75,39 \cdot 10^3}{\frac{42}{2} + \frac{3,1}{2}}$$

$$F_2 = 3343,2 [\text{N}]$$



Obr. 4.5 Rozložení sil působících na pero

## 5.8 Osová vzdálenost pro montáž a demontáž řemene

V případě nepoužití napínací kladky musíme v převodu konstrukčně zajistit změnu osové vzdálenosti z důvodu snadné montáže, demontáže a napínání řemene. Velikost osové vzdálenosti pro nasazení řemene  $A_{\min}$  (5.34) a napnutí řemene  $A_{\max}$  (5.35) určíme podle následujících vztahů:

$$A_{\min} = A_{sk} - 0,015 \cdot L_p \quad (5.34)$$

$$A_{\min} = 886,4 - 0,015 \cdot 3150$$

$$A_{\min} = 839,2 [\text{mm}]$$

$$A_{\max} = A_{sk} + 0,030 \cdot L_p \quad (5.35)$$

$$A_{\max} = 886,4 + 0,030 \cdot 3150$$

$$A_{\max} = 980,9 [\text{mm}]$$

Z konstrukčního hlediska je nutné, aby napínací zařízení umožnilo změnu osové vzdálenosti  $A_{zm}$  minimálně o rozdíl osové vzdálenosti pro napnutí a nasazení řemene:

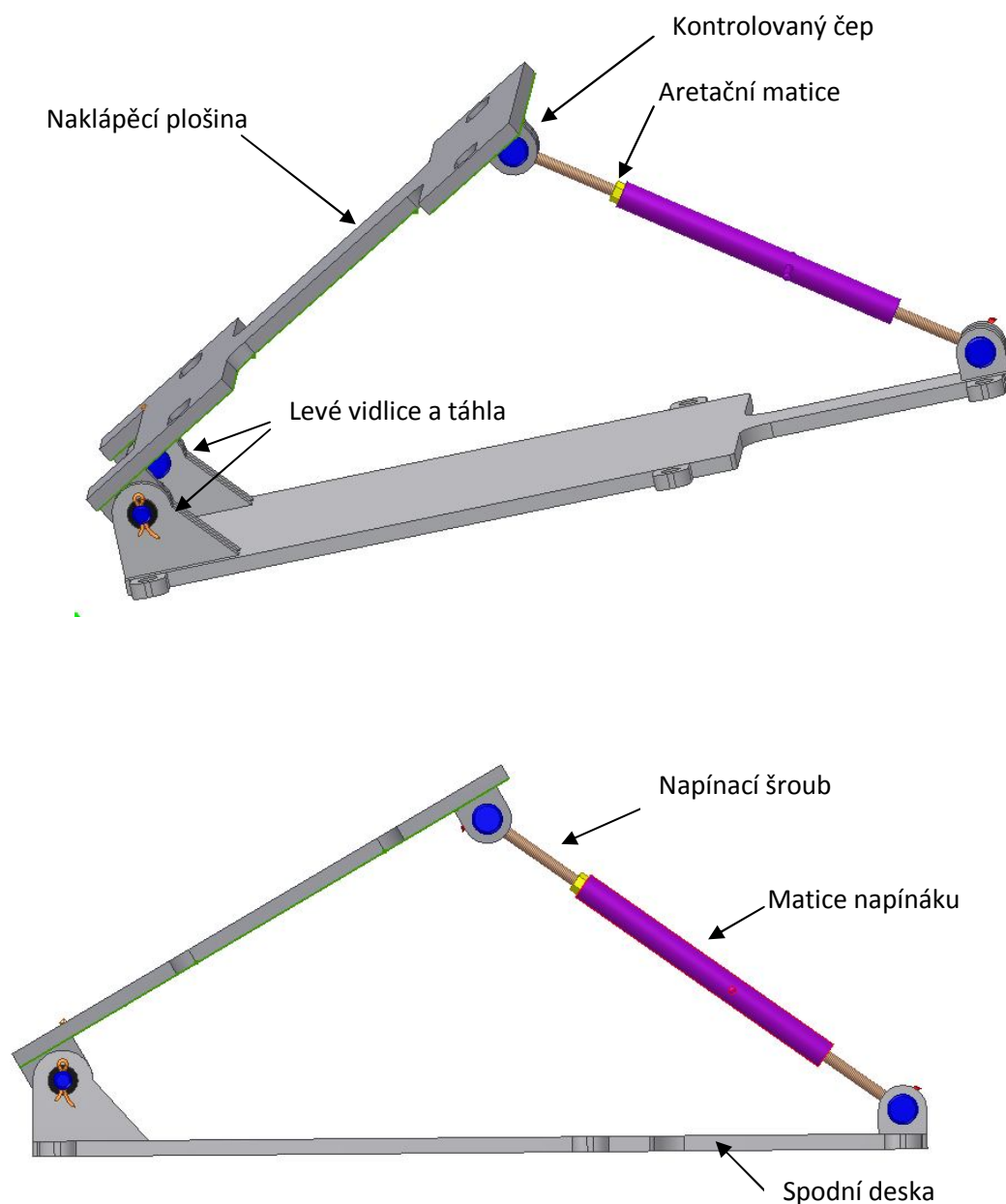
$$A_{zm} = A_{\max} - A_{\min} \quad (5.36)$$

$$A_{zm} = 980,9 - 839,2$$

$$A_{zm} = 141,7 [\text{mm}]$$

## 6 Konstrukční návrh napínáku

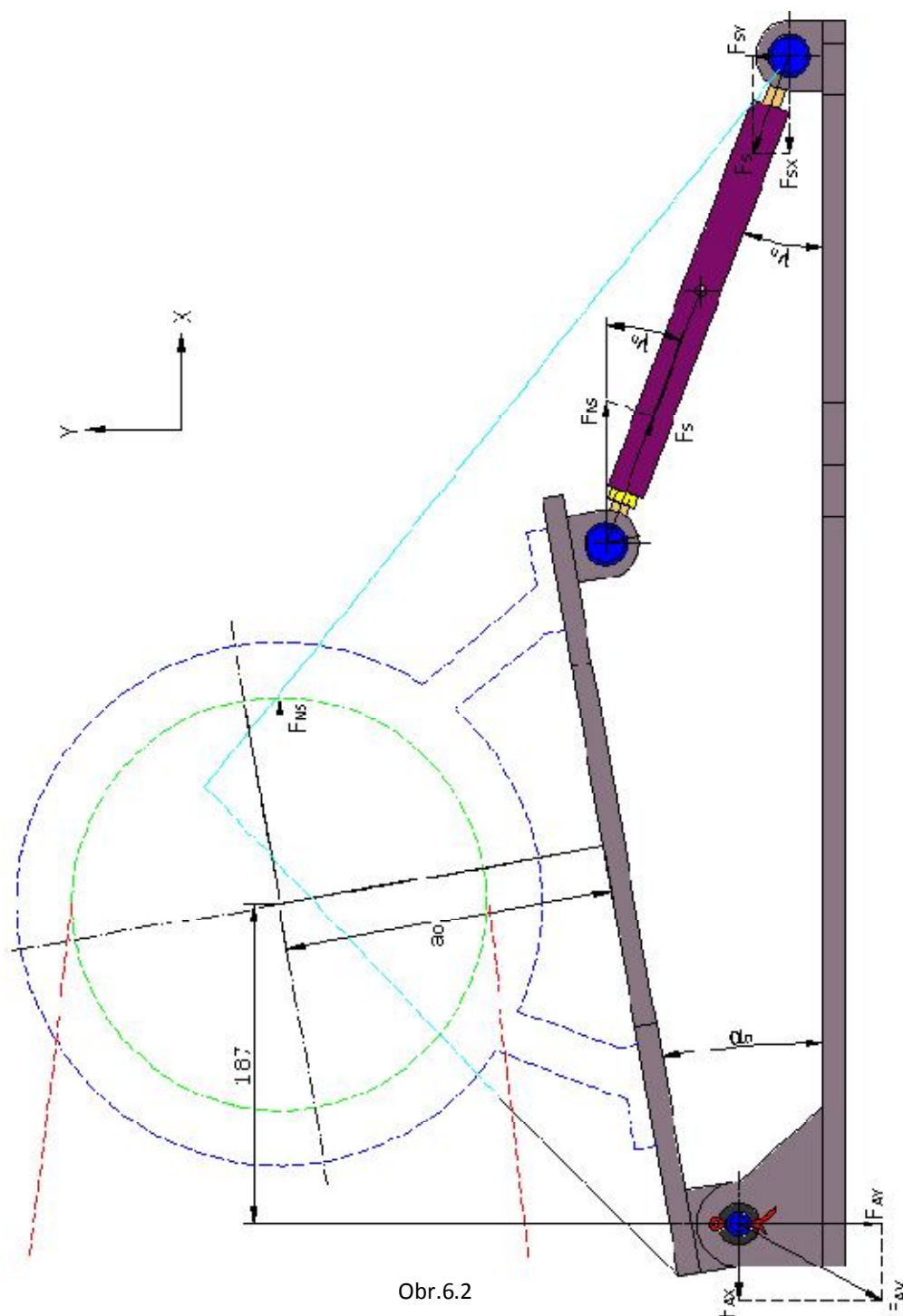
Napínák je konstrukčně navržen na max. napínací sílu 1200 [N] a změnu osově vzdálenosti 155 [mm]. Napínák mění osovou vzdálenost řemenice naklápěním naklápěcí plošiny napínáku okolo čepů. Změna sklonu horní desky se provádí otáčením matice napínacího šroubu. Konce napínacích šroubů jsou opatřeny okem, jenž je připevněno na otočném čepu. Po napnutí řemene na požadované předpětí utáhneme matici, která se nachází za maticí napínacího šroubu, aby nedošlo k samovolnému uvolnění šroubu a tím ke změně předpětí řemene (obr.6.1).



Obr.6.1 Konstrukční návrh napínáku

## 6.1 Stanovení osové síly ve šroubu

Výpočet napínáku je provede v poloze minimálního sklopení naklápěcí roviny  $\alpha_n = 10[^\circ]$ , jelikož v této poloze působí maximální síla  $F_{NS} = 1200[N]$  na kterou je napínák konstruován. Napínák v maximální poloze pro montáž řemene je zobrazen světle modrou čárkovanou čarou, obrys motoru je zobrazen tmavě modrou čárkovanou čarou, řemenice zelenou čárkovanou čarou a řemen červenou čárkovanou čarou.



Obr.6.2

### Velikost osové síly ve šroubu

$$\begin{aligned} F_s &= F_{NS} \cdot \cos \alpha_n \\ F_s &= 1200 \cdot \cos 21 \\ F_s &= 1120[N] \end{aligned}$$

(6.1)

## 6.1 Návrh velikosti závitu napínacího šroubu

Pro šroub napínacího zařízení jsem zvolil metrický závit dle ČSN 01 4013. Velikost závitu byla vypočítána z pevnostní podmínky pro prosté tlakové namáhání.

$$\beta \cdot \sigma_d \leq \sigma_{DOV} \quad (6.2)$$

$$\beta \cdot \frac{F_s}{\frac{\pi \cdot d_3'^2}{4}} \leq \frac{R_e}{k_s}$$

$$d_3' = 2 \cdot \sqrt{\frac{\beta \cdot k_s \cdot F_s}{\pi \cdot R_e}}$$

$$d_3' = 2 \cdot \sqrt{\frac{1,3 \cdot 3 \cdot 1120}{\pi \cdot 180}}$$

$$d_3' = 5,56 \text{ [mm]}$$

Pro napínací šroub jsem vybral materiál 11 343.0, jenž má mez kluzu  $R_e=180$  [MPa]. S ohledem na bezpečnost jsem zvolil součinitel statické bezpečnosti  $k_s=3$ . Další hodnota, kterou jsem zvolil je součinitel  $\beta = 1,3$ , který zohledňuje krutové namáhání šroubu.

Podle výsledku výpočtu předběžného průměru závitu jsem zvolil metrický závit M8 dle ČSN 01 4013, jehož parametry jsou uvedeny v (tab.6.2).

Tab.6.2 Parametry závitu

Význam	Označení	Velikost	Rozměr
Jmenovitý průměr závitu šroubu	d	8	[mm]
Střední průměr závitu šroubu	$d_2$	7,188	[mm]
Malý průměr závitu šroubu	$d_3$	6,466	[mm]
Rozteč závitu	P	1,25	[mm]
Vrcholový úhel závitu	$\alpha$	60	[°]
Malý průměr závitu matice	$D_1$	6,647	[mm]

## 6.2 Pevnostní kontrola navrženého napínacího šroubu

Napínací šroub je namáhán tlakem od osově síly šroubu  $F_s$ . Pevnostní kontrolu šroubu jsem provedl podle Guestovy hypotézy:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} \quad (6.3)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{34^2 + 4 \cdot 22^2}$$

$$\sigma_{red} = 56 \text{ [MPa]}$$

Tlakové namáhání  $\sigma_t$  je:

$$\sigma_t = \frac{F_s}{S_s} \quad (6.4)$$

$$\sigma_t = \frac{1120}{32,8}$$

$$\sigma_t = 34 \text{ [MPa]}$$

Zjednodušeně plocha plného průřezu šroubu  $S_s$  je:

$$\begin{aligned} S_s &= \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \\ S_s &= \frac{\pi \cdot 6,466^2}{4} \\ S_s &= 32,8 [mm^2] \end{aligned} \quad (6.5)$$

Smykové napětí  $\tau$  je:

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{M_{KZ}}{W_K} \\ \tau &= \frac{1167}{53} \\ \tau &= 22 [MPa] \end{aligned} \quad (6.6)$$

Kroutící moment na závitu  $M_{KZ}$  je:

$$\begin{aligned} M_{KZ} &= F_s \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \\ M_{KZ} &= 1120 \cdot tg(3,168 + 13,003) \cdot \frac{7,188}{2} \\ M_{KZ} &= 1167 [N \cdot mm] \end{aligned} \quad (6.7)$$

Redukovaný třecí úhel v závitu  $\varphi'$  je:

$$\begin{aligned} \varphi' &= \arctg\left(\frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}}\right) \\ \varphi' &= \arctg\left(\frac{0,2}{\cos \frac{60}{2}}\right) \\ \varphi' &= 13,004 [^\circ] \end{aligned} \quad (6.8)$$

Součinitel smykového tření na metrickém závitu  $f_z=0,2$  [-] odpovídá nemazanému šroubu a matici s povrchovou úpravou kadmiováním[1]. Úhel stoupání závitu  $\psi$  je:

$$\begin{aligned} \psi &= \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) \\ \psi &= \arctg\left(\frac{1,25}{\pi \cdot 7,188}\right) \\ \psi &= 3,168 [^\circ] \end{aligned} \quad (6.9)$$

Modul odporu průřezu v krutu  $W_k$  je:

$$\begin{aligned} W_k &= \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} \\ W_k &= \frac{\pi \cdot 6,466^3}{16} \\ W_k &= 53 [mm^3] \end{aligned} \quad (6.10)$$

Bezpečnost šroubu  $k_s$  se určí porovnáním redukovaného a dovoleného napětí ve šroubu

$$\sigma_{red} \leq \sigma_D = \frac{R_e}{k_s} \quad (6.11)$$

$$k_S = \frac{R_e}{\sigma_{red}}$$

$$k_S = \frac{180}{56}$$

$$k_S = 3,2[-]$$

Bezpečnost šroubu  $k_S=3,2[-]$  je s ohledem na vzpěr vyhovující.

### 6.3 Výpočet čepů napínacího šroubu

Čepy umístěné na napínáku slouží k vytvoření otočného spojení mezi horní deskou a podstavcem napínáku a rovněž k uchycení napínacího šroubu. Všechny tyto čepy navrhují o stejném průměru. Výpočet je proveden na čepu napínacího šroubu a naklápěcí roviny (obr.6.1), jelikož na tento čep působí největší síla.

#### Výpočet průměru čepů

Průměr čepů se určí z dovoleného napětí v ohybu. Materiál čepu jsem vybral 11 500, jenž má  $R_e=245$  [MPa], (obr.6.3). Součinitel statické bezpečnosti  $k_S=3$ , volím s ohledem na vysokou bezpečnost spoje, jelikož se jedná o jeden z nejdůležitějších uzlů celého zařízení.

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{\frac{F_{NS}}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{b}{2}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d^3} = \frac{16 \cdot F_{NS} \cdot b}{\pi \cdot d^3} \leq \sigma_{DO} = \frac{R_e}{k_S} \quad (6.12)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot F_{NS} \cdot b \cdot k_S}{\pi \cdot R_e}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1200 \cdot 8 \cdot 3}{\pi \cdot 245}}$$

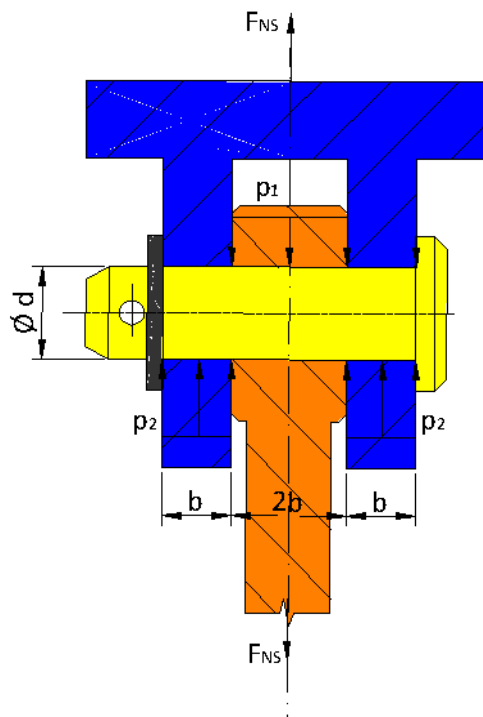
$$d \geq 8,4 [mm]$$

Pro vysokou bezpečnost spoje volím čep o průměru  $d=12[mm]$ , jelikož se jedná o jeden z nejdůležitějších spojů.

#### Kontrola délky náboje táhla a délky uložení čepu ve vidlici

Délka náboje táhla je kontrolována pro měrný tlak v táhle, který musí vyhovovat podmínce (6.13). Pro ocelový čep z materiálu 11 500 a táhla s vidlicí, které jsou vyrobené z oceli 11 343 odpovídá měrný dovolený měrný tlak  $p_D = 40[MPa]$  podle[5].

$$p_1 \leq p_D$$



Obr. 6.3

$$(6.13)$$



$$\frac{F_{NS}}{2b \cdot d} \leq p_D$$

$$\frac{1200}{2 \cdot 8 \cdot 12} \leq p_D = 40 [MPa]$$

$$6,25 [MPa] \leq p_D = 40 [MPa]$$

Délka náboje táhla vyhovuje s dostatečnou bezpečností.

Kontrola délky uložení čepu ve vidlici

$$p_2 \leq p_D \quad (6.14)$$

$$\frac{\frac{F_{NS}}{2}}{b \cdot d} \leq p_D$$

$$\frac{\frac{1200}{2}}{8 \cdot 12} \leq p_D = 40 [MPa]$$

$$6,25 [MPa] \leq p_D = 40 [MPa]$$

Čepy použity na napínáku jsou navrženy s dostatečnou bezpečností.

#### 6.4 Pevnostní kontrola upevňovacích šroubů motoru

Velikost upevňovacích šroubů volím podle připojovacích rozměrů motorů Siemens a ABB v rozsahu výkonu od 5,5[kW] do 7,5[kW] a jmenovitých otáčkách  $n_1=750[\text{ot.mn}^{-1}]$ . Pevnostní kontrolou šroubů ověřím jejich vhodnost pro ukotvení motoru k naklápěcí plošině. Rozklad sil působí na šrouby je znázorněn na (obr. 6.4) Výpočet je proveden při sklonu naklápěcí roviny  $\alpha_n=10^\circ$ , kdy předpokládám působení napínací síly  $F_{NS}=1200[N]$ . Pro upevnění motoru jsou použity šrouby s velikostí závitu M14 a pevnostní třídy 5.6 Následně je provedena pevnostní kontrola, která ověří dostatečnou pevnost použitých šroubů.

Tab.6.3 Parametry závitu upevňovacích šroubů motoru

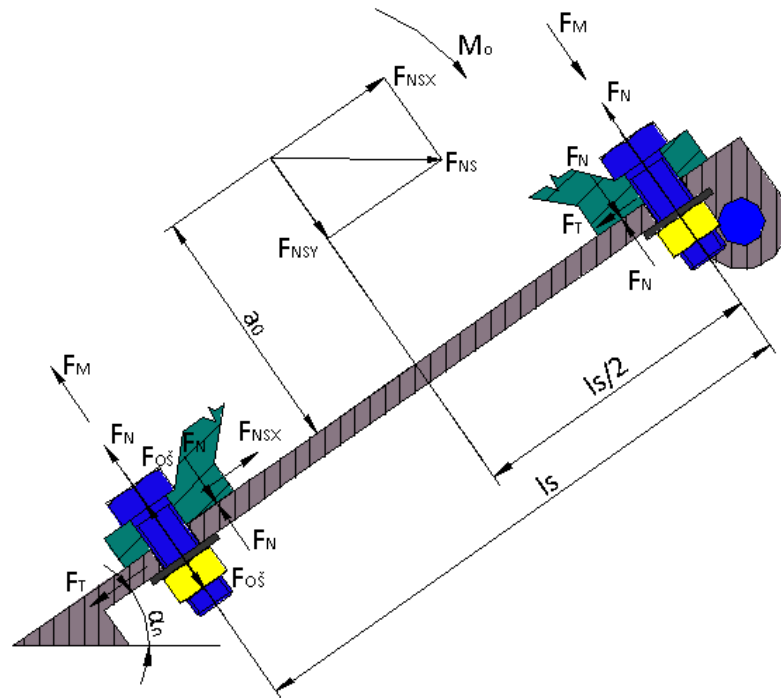
Význam	Označení	Velikost	Rozměr
Jmenovitý průměr závitu	d	14	[mm]
Střední průměr závitu	d <sub>2</sub>	12,701	[mm]
Malý průměr závitu	d <sub>3</sub>	11,546	[mm]
Rozteč závitu	P	1,5	[mm]
Mez kluzu	R <sub>e</sub>	300	[MPa]
Mez pevnosti	R <sub>m</sub>	500	[MPa]

Osová síla ve šroubu  $F_{o\check{s}}$  je (obr.6.4):

$$F_{o\check{s}} = F_N + F_M \quad (6.15)$$

$$F_{o\check{s}} = 1921 + 1489$$

$$F_{o\check{s}} = 3410 [N]$$



Obr.6.4 Rozklad sil působících na kotvící šrouby motoru

Z podmínky pro přenos příčné síly  $F_{NSX}$  [N] třením, působící na šrouby určí sílu  $F_N$  [N].

$$F_{NSX} \leq F_T \quad (6.16)$$

$$k \cdot \frac{F_{NSX}}{4} = F_N \cdot f$$

$$F_N = k \cdot \frac{F_{NSX}}{4 \cdot f}$$

$$F_N = 1,3 \cdot \frac{1182}{4 \cdot 0,2}$$

$$F_N = 1921 \text{ [N]}$$

Síla  $F_M$  [N] vznikající od ohybového momentu je:

$$F_{NSX} \cdot a_0 = \frac{F_M}{2} \cdot l_s \quad (6.17)$$

$$F_M = \frac{F_{NSX} \cdot a_0 \cdot 2}{l_s}$$

$$F_M = \frac{1182 \cdot 160 \cdot 2}{254}$$

$$F_M = 1489 \text{ [N]}$$

Součinitel bezpečnosti volím  $k=1,3$  a součinitel smykového tření  $f=0,2$  pro materiály ocel-ocel jsem určil dle [3].

Tahové napětí  $\sigma_t$  působící na šroub je:

$$\sigma_t = \frac{F_{o\dot{s}}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} \quad (6.18)$$

$$\sigma_t = \frac{3410}{\pi \cdot \left(\frac{11,546}{2}\right)^2}$$

$$\sigma_t = 33 \text{ [MPa]}$$

Smykové napětí  $\tau$  působící na šroub je:

$$\tau = \frac{M_{KZ}}{W_K} \quad (6.19)$$

$$\tau = \frac{F_{0s} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\pi \cdot \frac{d_3^3}{16}}$$

$$\tau = \frac{3410 \cdot \operatorname{tg}(2,153 + 13,004) \cdot \frac{12,701}{2}}{\pi \cdot \frac{11,546^3}{16}}$$

$$\tau = 19 \text{ [MPa]}$$

Redukovaný třecí úhel v závitu  $\varphi' [^\circ]$  a úhel stoupání v závitu  $\psi [^\circ]$  spočítám dosazením do vzorců (6.8) a (6.9). Součinitel tření na závitu  $f_z=0,2[-]$  odpovídá kadmiovanému šroubu a matici bez mazání [2]. Výsledná bezpečnost šroubů  $k_s$  se určí podílem meze kluzu materiálu šroubu a redukovaným napětím šroubu dle Guesta.

$$\varphi' = \operatorname{arctg}\left(\frac{0,2}{\cos \frac{60}{2}}\right) = 13,004 [^\circ]$$

$$\psi = \operatorname{arctg}\left(\frac{1,5}{\pi \cdot 12,701}\right) = 2,153 [^\circ]$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2}} \quad (6.20)$$

$$k_s = \frac{300}{\sqrt{33^2 + 4 \cdot 19^2}}$$

$$k_s = 5,96 [-]$$

Šrouby jsou vhodné pro ukotvení motoru k naklápěcí rovině. Bezpečnost kotvicích šroubů motoru  $k_s=5,96$  je vyhovující.

## 6.5 Pevnostní kontrola svarů vidlice

Vidlice se skládá z dvou přivařených částí na spodním dílu napínáku. Na koutový oboustranný svar působí stejně velká síla jako je osová síla v napínacím šroubu  $F_s$ . Rozložení sil na svar je zobrazeno na (obr.6.6). Rozměry vyplývající z konstrukce jsou zobrazeny v (tab. 6.4).

### Výpočet sil působících na svar

$$F_s = 1120 \text{ [N]}$$

$$F_{sx} = F_s \cdot \cos \gamma_n \quad (6.21)$$

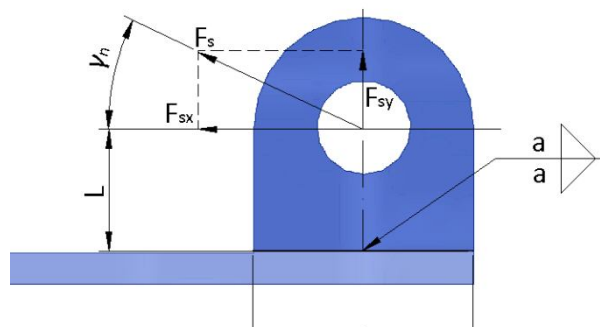
$$F_{sx} = 1120 \cdot \cos 21$$

$$F_{sx} = 1046 \text{ [N]}$$

$$F_{sy} = F_s \cdot \sin \gamma_n \quad (6.22)$$

$$F_{sy} = 1120 \cdot \sin 21$$

$$F_{sy} = 401 \text{ [N]}$$



Obr.6.6 Rozložení sil na svar

Tab.6.4 Rozměry vycházející z konstrukce

L [mm]	l [mm]	a [mm]	$\gamma_n [^\circ]$
16	32	3	21°

**Výpočet napětí a jednotlivých pevnostních podmínek povádajících jednotlivým namáháním svaru.**

$$\tau_{\perp 1} = \frac{F_{sy}}{4 \cdot S_{SV}} \leq k_3 \cdot \sigma_{Dt} \quad (6.23)$$

$$\begin{aligned} \tau_{\perp 1} &= \frac{F_{sy}}{4 \cdot a \cdot l} \leq k_3 \cdot \frac{R_e}{k_s} \\ \tau_{\perp 1} &= \frac{401}{4 \cdot 3 \cdot 32} \leq 0,75 \cdot \frac{226}{2,5} \\ \tau_{\perp 1} &= 1,04 \text{ [MPa]} \leq 68 \text{ [MPa]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau_{\perp 2} &= \frac{M_{oFSx}}{W_{oSVx}} \leq k_3 \cdot \sigma_{Dt} \quad (6.24) \\ \tau_{\perp 2} &= \frac{F_{sx} \cdot L}{4 \cdot \frac{a \cdot l^2}{6}} \leq k_3 \cdot \frac{R_e}{k_s} \\ \tau_{\perp 2} &= \frac{1046 \cdot 16}{4 \cdot \frac{3 \cdot 32^2}{6}} \leq 0,75 \cdot \frac{226}{2,5} \\ \tau_{\perp 2} &= 8,17 \text{ [MPa]} \leq 68 \text{ [MPa]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau_{\parallel 3} &= \frac{F_{sx}}{4 \cdot S_{SV}} \leq k_4 \cdot \sigma_{Dt} \quad (6.25) \\ \tau_{\parallel 3} &= \frac{F_{sx}}{4 \cdot a \cdot l} \leq k_4 \cdot \frac{R_e}{k_s} \\ \tau_{\parallel 3} &= \frac{1046}{4 \cdot 3 \cdot 32} \leq 0,65 \cdot \frac{226}{2,5} \\ \tau_{\parallel 3} &= 2,72 \text{ [MPa]} \leq 59 \text{ [MPa]} \end{aligned}$$

Převodní součinitele pro svařování obalenou elektrodou a materiál 11 423.0 s mezí kluzu  $R_e=226$  [MPa] jsem určil dle ČSN 05 0120, jejich hodnoty jsou  $k_3=0,75$  a  $k_4=0,65$ . S ohledem na dostatečnou bezpečnost navržených svarů volím součinitel bezpečnosti  $k_s=2,5$ .

**Výpočet redukovaného napětí a výsledné bezpečnosti svaru**

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp 1} + \tau_{\perp 2}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel 3}}{k_4}\right)^2} \quad (6.26) \\ \sigma_{red} &= \sqrt{\left(\frac{1,04 + 8,17}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{2,72}{0,65}\right)^2} \\ \sigma_{red} &= 13 \text{ [MPa]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &\leq \beta' \cdot \sigma_{Dt} \quad (6.27) \\ k_s &= \beta' \cdot \frac{R_e}{\sigma_{red}} \\ k_s &\leq 1,09 \cdot \frac{226}{13} \\ k_s &\leq 19 [-] \end{aligned}$$

Součinitel bezpečnosti koutového svaru je určen podle vztahu:

$$\begin{aligned}\beta' &= 1,3 - 0,03 \cdot z \\ \beta' &= 1,3 - 0,03 \cdot \sqrt{2} \cdot a \\ \beta' &= 1,3 - 0,03 \cdot \sqrt{2} \cdot 5 \\ \beta' &= 1,09 [-]\end{aligned}\tag{6.28}$$

Výsledná bezpečnost svaru je vyhovující.

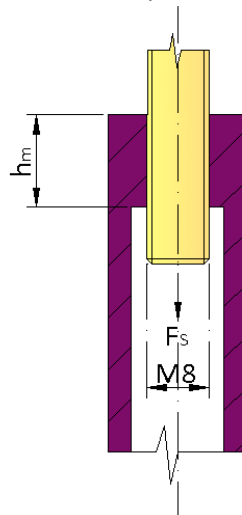
## 6.7 Návrh výšky matice napínacího šroubu

Otlačení v závitu vyvolává osová síla, která vytváří tlak působící na mezikruží, které je omezeno velkým průměrem závitu šroubu  $d$  a nejmenším průměrem závitu matice  $D_1$ .

$$\begin{aligned}p &\leq p_{DOV} \\ \frac{F_S}{z \cdot S_{SM}} &= \frac{F_S}{\frac{h_m}{P} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - D_1^2)} \leq p_{DOV} \\ h_m &\geq \frac{F_S \cdot P \cdot 4}{p_{DOV} \cdot \pi \cdot (d^2 - D_1^2)} \\ h_m &\geq \frac{1120 \cdot 1,25 \cdot 4}{40 \cdot \pi \cdot (8^2 - 6,647^2)} \\ h_m &\geq 2,24 [mm]\end{aligned}\tag{6.29}$$

$$z = \frac{h_m}{P}\tag{6.30}$$

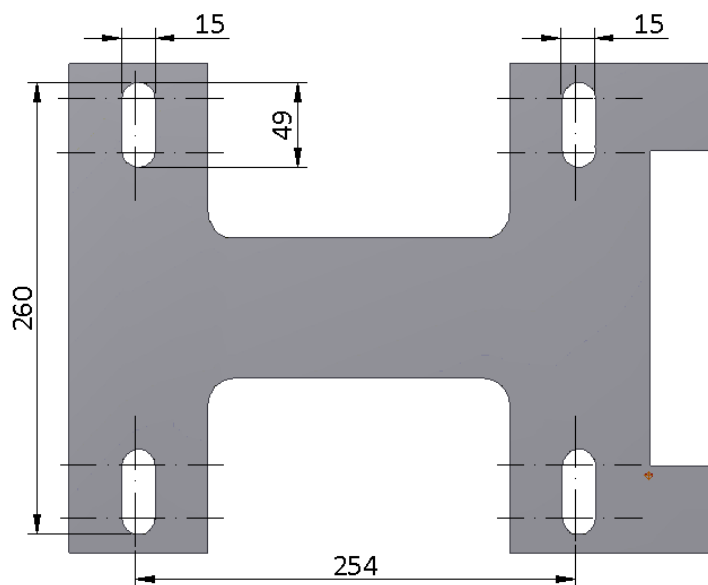
Podle [21] je pro mnou zvolený materiál napínacího šroubu dovolený tlak v závitě  $p_{DOV}=40$  [MPa]. Počet závitů matice a šroubu, které jsou v kontaktu  $z$  je určeno vztahem (6.30). Rozměry závitu jsou poznamenány v (tab.6.1). Pro matici napínáku volím výšku závitu v matici  $h=8$ [mm].



Obr.6.7 Matice napínacího šroubu

## 6.6 Připojovací rozměry pro motor

Připojovací rozměry motoru na napínák jsou kompatibilní s asynchronními motory značky Siemens(\*) v rozsahu výkonu od 5,5[kW] do 7,5[kW] a jmenovitých otáčkách  $n_1=750[\text{ot.mn}^{-1}]$  [13]. Mezi další výrobce motorů, které lze pro navržený napínák použít se řadí firma ABB s motory o výkonu 5,5 [kW] M3AA 160M a 7,5[kW] M3AA 160L. Pro navržený napínák lze použít i jiné než vyjmenované motory, avšak tyto motory musí mít kompatibilní připojovací rozměry k ukotvení. Připojovací rozměry jsou zobrazeny na obr.6.8.



Obr.6.8 Připojovací rozměry motoru

## 6.8 Pevnostní kontrola svarů vidlic a táhel na levé straně

Důležitou částí napínáku jsou levé čepy na kterých se otáčí naklápěcí rovina. Tyto čepy jsou osazeny ve vidlicích, které jsou svařeny k spodní desce napínáku a táhlech, které jsou svařeny s naklápěcí plošinou. Veškeré svary jsou navrženy oboustranné koutové o velikosti  $a=3[\text{mm}]$ .

Výpočet reakcí:

$$\sum F_x: 0 = -F_{AX} + F_{NSX} - F_S \cdot \cos 31 \quad (6.31)$$

$$F_{AX} = F_{NSX} - F_B \cdot \cos 31$$

$$F_{AX} = 1182 - 1120 \cdot \cos 31$$

$$F_{AX} = 222[\text{N}]$$

$$\sum F_y: 0 = -F_{AY} - F_{NSY} + F_S \cdot \sin 31 \quad (6.32)$$

$$F_{AY} = -F_{NSY} + F_S \cdot \sin 31$$

$$F_{AY} = -208 + 1120 \cdot \sin 31$$

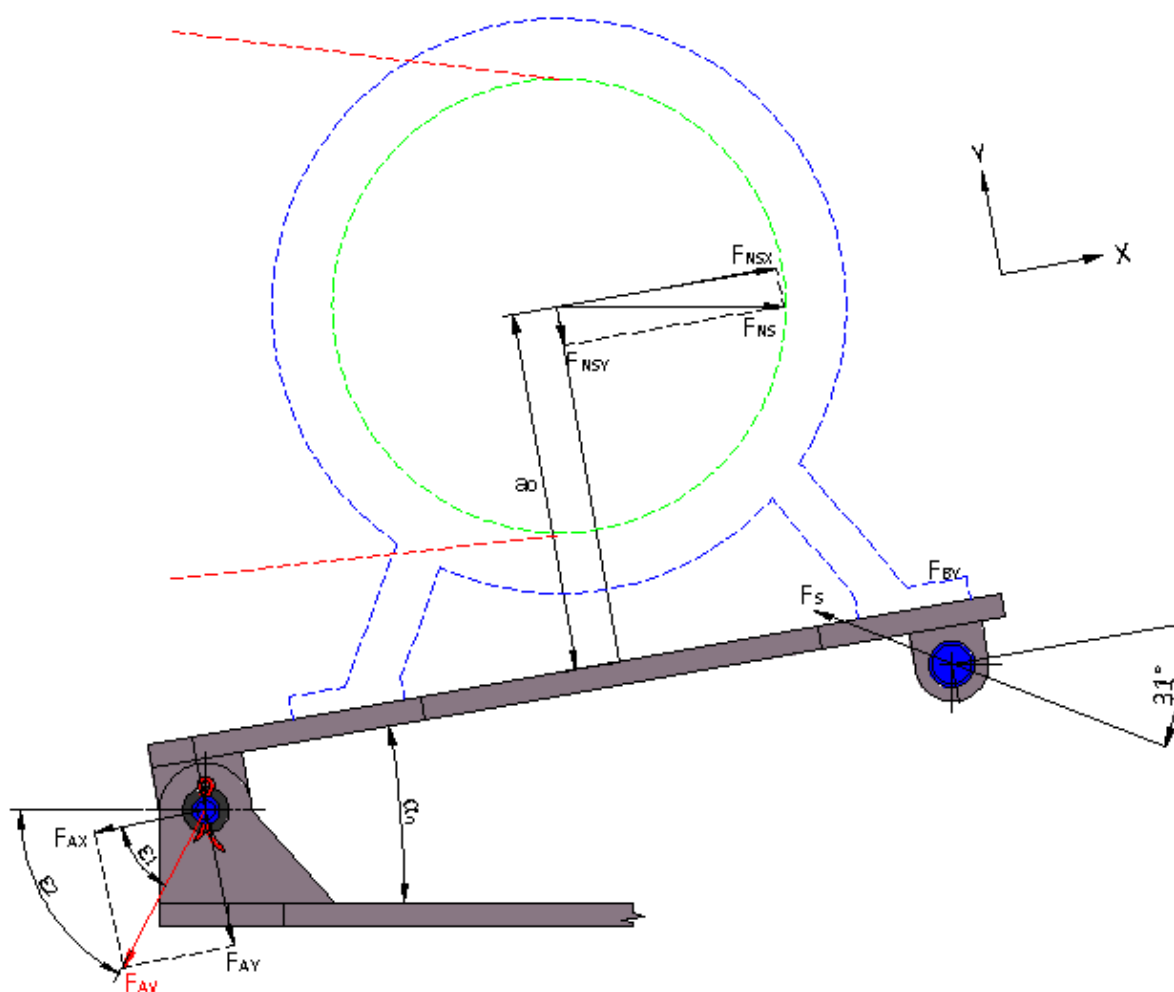
$$F_{AY} = 369[\text{N}]$$

Výslednice sil je:

$$F_V = \sqrt{F_{AX}^2 + F_{AY}^2} \quad (6.33)$$

$$\begin{aligned}
 F_V &= \sqrt{222^2 + 369^2} \\
 F_V &= 431[\text{N}] \\
 \varepsilon_1 &= \arctg \frac{F_y}{F_x} \\
 \varepsilon_1 &= \arctg \frac{369}{222} \\
 \varepsilon_1 &= 59[^\circ]
 \end{aligned}
 \tag{6.34}$$

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_2 &= \varepsilon_1 + \alpha_n \\
 \varepsilon_2 &= 59 + 10 \\
 \varepsilon_2 &= 69[^\circ]
 \end{aligned}
 \tag{6.35}$$



Obr.6.9

Na levé části spodní desky napínáku jsou přivařeny dvě vidlice. Každá z těchto vidlic se skládá z dvou přivařených částí na spodním dílu napínáku. Síly působící na svary jsou zobrazeny na (obr.6.10). Rozměry vyplývající z konstrukce jsou zobrazeny v (tab.6.5). Převodní součinitele pro svařování obalenou elektrodou a materiál 11 423.0 s mezí kluzu  $R_e=226$  [MPa] jsem určil dle ČSN 05 0120, jejich hodnoty jsou  $k_3=0,75$  a  $k_4=0,65$ . Bezpečnost  $k_s$  volím 2,5.

Tab.6.5 Rozměry vycházející z konstrukce

$L_2$ [mm]	$l_2$ [mm]	$a$ [mm]
50	72	3

### Vidlice

Výpočet napětí a jednotlivých pevnostních podmínek odpovídajícím jednotlivým namáháním svaru.

$$\tau_{\perp 1} = \frac{R_{SY}}{8 \cdot a \cdot l_2} = \frac{F_V \cdot \sin \varepsilon_2}{8 \cdot a \cdot l_2} \leq k_3 \cdot \frac{R_e}{k_s} \quad (6.36)$$

$$\tau_{\perp 1} = \frac{431 \cdot \sin 69}{8 \cdot 3 \cdot 72} \leq 0,75 \cdot \frac{226}{2,5}$$

$$\tau_{\perp 1} = 0,23 \text{ [MPa]} \leq 68 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{\perp 2} = \frac{R_{AX} \cdot L_2}{8 \cdot \frac{a \cdot l_2^2}{6}} = \frac{F_V \cdot \cos \varepsilon_2 \cdot L_2}{8 \cdot \frac{a \cdot l_2^2}{6}} \leq k_3 \cdot \frac{R_e}{k_s} \quad (6.37)$$

$$\tau_{\perp 2} = \frac{431 \cdot \cos 69 \cdot 50}{8 \cdot \frac{3 \cdot 72^2}{6}} \leq 0,75 \cdot \frac{226}{2,5}$$

$$\tau_{\perp 2} = 0,37 \text{ [MPa]} \leq 68 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{\parallel 3} = \frac{R_{AX}}{8 \cdot a \cdot l_2} = \frac{F_V \cdot \cos \varepsilon_2}{8 \cdot a \cdot l_2} \leq k_4 \cdot \frac{R_e}{k_s} \quad (6.38)$$

$$\tau_{\parallel 3} = \frac{431 \cdot \cos 69}{8 \cdot 3 \cdot 72} \leq 0,65 \cdot \frac{226}{2,5}$$

$$\tau_{\parallel 3} = 0,09 \text{ [MPa]} \leq 59 \text{ [MPa]}$$

Výpočet celkové bezpečnosti svaru je:

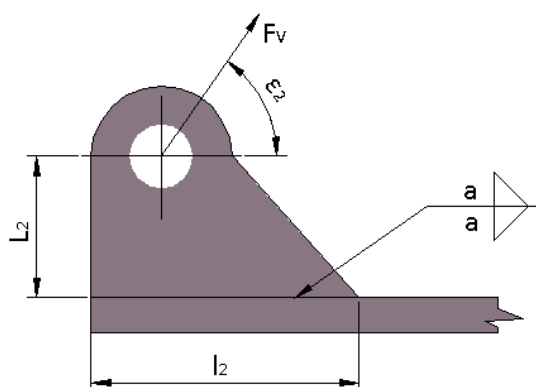
$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp 1} + \tau_{\perp 2}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel 3}}{k_4}\right)^2} \quad (6.39)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{0,23 + 0,37}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{0,09}{0,65}\right)^2}$$

$$\sigma_{red} = 0,81 \text{ [MPa]}$$

$$k_s = 1,09 \cdot \frac{226}{0,81}$$

$$k_s = 304 [-]$$



Obr.6.10 Vidlice

### Výpočet svarů táhel

Na levé části naklápěcí plošiny jsou přivařeny dvě táhla. Síly působící na svary jsou zobrazeny na (obr.6.11). Rozměry vyplývající z konstrukce jsou zobrazeny v (tab.6.6).



Výpočet napětí a jednotlivých pevnostních podmínek odpovídajícím jednotlivým namáháním svaru.

$$\tau_{\perp 1} = \frac{F_{AY}}{4 \cdot a \cdot l_3} \leq k_3 \cdot \frac{R_e}{k_s} \quad (6.40)$$

$$\tau_{\perp 1} = \frac{431 \cdot \sin 69}{4 \cdot 3 \cdot 32} \leq 0,75 \cdot \frac{226}{2,5}$$

$$\tau_{\perp 1} = 1,05 \text{ [MPa]} \leq 68 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{\perp 2} = \frac{F_{AX} \cdot L_3}{4 \cdot \frac{a \cdot l_3^2}{6}} \leq k_3 \cdot \frac{R_e}{k_s} \quad (6.41)$$

$$\tau_{\perp 2} = \frac{431 \cdot \cos 69 \cdot 22}{4 \cdot \frac{3 \cdot 32^2}{6}} \leq 0,75 \cdot \frac{226}{2,5}$$

$$\tau_{\perp 2} = 1,66 \text{ [MPa]} \leq 68 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{\parallel 3} = \frac{F_{AX}}{4 \cdot a \cdot l_3} \leq k_4 \cdot \frac{R_e}{k_s} \quad (6.42)$$

$$\tau_{\parallel 3} = \frac{431 \cdot \cos 69}{4 \cdot 3 \cdot 32} \leq 0,65 \cdot \frac{226}{2,5}$$

$$\tau_{\parallel 3} = 0,40 \text{ [MPa]} \leq 59 \text{ [MPa]}$$

Výpočet celkové bezpečnosti svaru je:

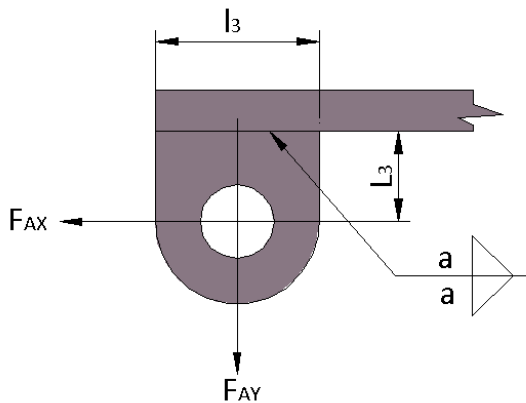
$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp 1} + \tau_{\perp 2}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel 3}}{k_4}\right)^2} \quad (6.43)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{1,05 + 1,66}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{0,40}{0,65}\right)^2}$$

$$\sigma_{red} = 3,67 \text{ [MPa]}$$

$$k_s = 1,09 \cdot \frac{226}{3,67}$$

$$k_s = 67 [-]$$



Obr.6.11 Táhlo

Tab.6.6 Rozměry vycházející z konstrukce

$L_3$ [mm]	$L_3$ [mm]	$a$ [mm]
22	32	3

Z pevnostní kontroly svarů vidlic a táhel vyplývá, že jsou konstrukčně navrženy s velmi vysokou pevností.

## 7 Způsoby kontroly předpětí řemene

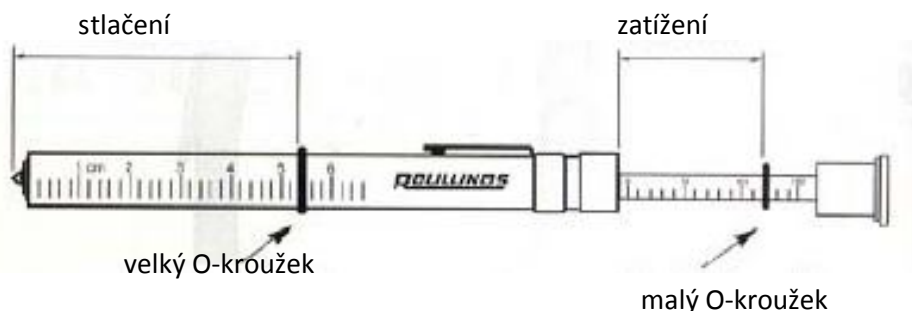
Pro pohon klínovým řemenem je důležité, aby byl řemen napnut na požadované předpětí. Správné napnutí řemene je podmínkou pro bezporuchový chod. Předpětí řemene je důležité pro vznik vláknového tření, které vzniká za provozu pohonu mezi řemenem a řemenicí, díky tomuto je přenášena obvodová síla  $F$  [N] přenášeného výkonu z hnací řemenice na řemen a z řemenu na hnanou řemenici. Jestliže jsou řemeny málo napnuty, tak vibrují a hrozí nebezpečí jejich prokluzování na řemenici, tím pádem se sníží přenášený výkon a také životnost jednotlivých řemenů. Silně napnuté řemeny přetěžují ložiska a hřídel, což je nežádoucí. Jsou-li řemeny příliš napnuty, tak se také podstatně sníží jejich životnost.

Předpětí, které působí na tažné i odlehčené větvi stejnou silou  $F_0$  se vyvodí za klidu při montáži napínací silou  $F_{NS}$ , která se rovná výslednici  $F_v$  předejatých sil  $F_0$  (obr.3.1).

Pro správnou kontrolu předpětí řemenu jde použít několik metod. Mezi nejrozšířenější patří mechanická kontrola napnutí řemene, kdy se měří průhyb řemene. Nejmodernější metody jsou založeny na principu snímání frekvence kmitů řemene z čehož se následně dopočítá statická síla  $F_0$ .

### 7.1 Mechanická kontrola napnutí řemene

Mechanický měřicí přístroj TYMA BELT CONTROL (obr.7.1) je určen k rychlému a jednoduchému měření předpětí klínových řemenů. Tento přístroj pracuje na principu siloměru.



Obr.7.1 Mechanický měřič napětí TYMA BELT CONTROL [19].

### Měření předpětí mechanickým přístrojem

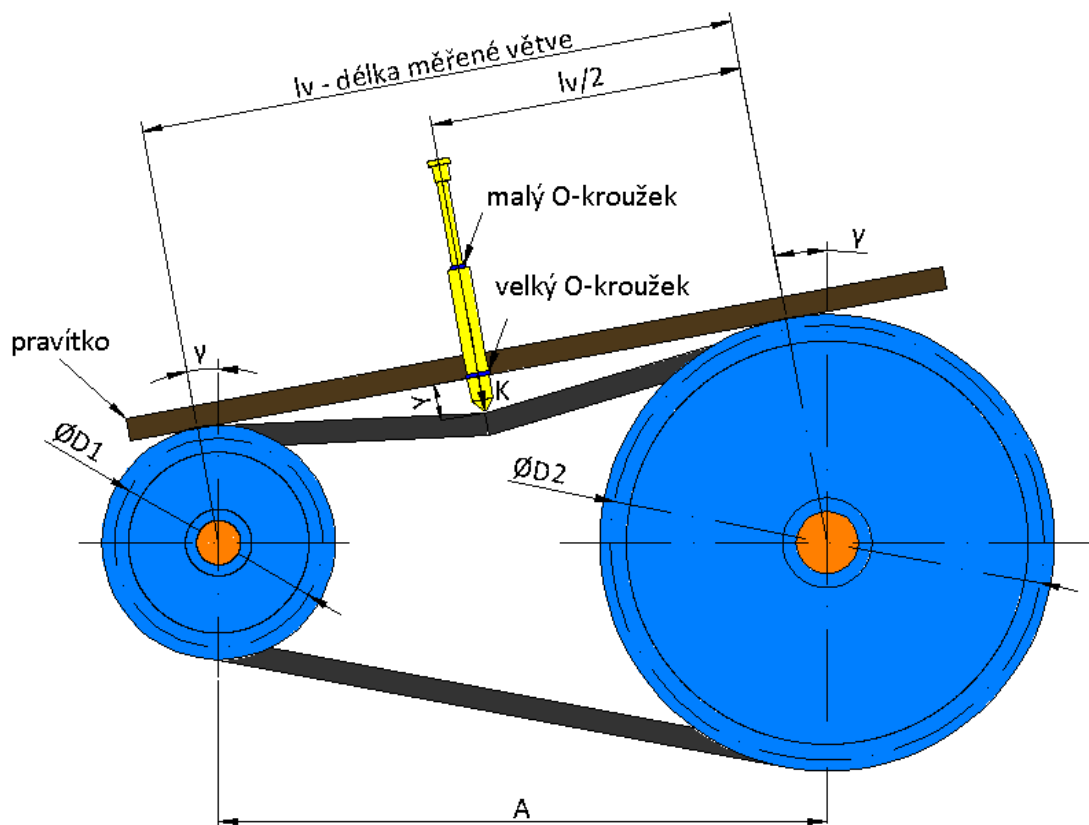
U nového stroje se musí nasadit řemeny na řemenice a pomocí napínacího zařízení nastavit přibližné předpětí. Dle (obr. 7.2) spočítáme délku měřené větve (7.1) a následně velikost průhybu  $Y$  [mm] podle vzorce (7.2).

$$l_v = \frac{A}{\cos(\gamma)} + tg(\gamma) \cdot \frac{D_1}{2} - tg(\gamma) \cdot \frac{D_2}{2}; [mm] \quad (7.1)$$

$$Y = \frac{15}{1000} \cdot l_v; [mm] \quad (7.2)$$

Poté následuje nastavení velkého O-kroužku na vypočítanou hodnotu a nastavení malého O-kroužku na „0“. Přiložíme rovnou lištu na měřenou větev a doprostřed této větve umístíme měřicí

přístroj. Stlačíme měřicí přístroj dokud nedosáhneme velkým O-kroužkem na úroveň lišty. Odečteme hodnotu deformační síly  $K'$  [N] na stupnici malého O-kroužku a porovnáme tuto hodnotu s hodnotami podle (tab.7.1). Z důvodu protažení nového řemene se hodnoty deformační síly  $K_{\min}$  a  $K_{\max}$  při prvním nastavení zvětší o 30%, tzn. vynásobíme je koeficientem 1,3. Jestliže naměřená hodnota deformační síly  $K$  neodpovídá intervalu  $K_{\min}$ ,  $K_{\max}$ , tak je zapotřebí upravit předpětí pomocí napínacího zařízení a opakovat měření dokud se hodnota deformační síly nebude pohybovat v požadovaném intervalu.



Obr. 7.2 Princip měření

Zhruba po 5 min. provozu zastavíme pohon a překontrolujeme předpětí. Další kontrola předpětí bude následovat po záběhu řemene, což je přibližně po 24 hodinách provozu. Následné kontroly se provádí jednou měsíčně.

Tab.7.1 Tabulka hodnot  $K_{\min}$  a  $K_{\max}$  pro klínové řemeny klasického průřezu v závislosti na malém průřezu řemenice [20]

Průměr malé řemenice D1 [mm]	Klínové řemeny klasického průřezu									
	Z		A		B		C		D	
	$K_{\min}$	$K_{\max}$	$K_{\min}$	$K_{\max}$	$K_{\min}$	$K_{\max}$	$K_{\min}$	$K_{\max}$	$K_{\min}$	$K_{\max}$
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
160	8	11	19	25	22	29	21	31		
180	9	11	20	26	24	32	27	37		
200			21	27	26	35	31	41		
224			21	28	28	37	36	46		
250					29	39	39	51		
280					31	40	43	55	53	72

## 7.2 Elektronická kontrola napnutí řemenů

Mezi další metodu jak jde měřit předpětí patří metody založené na elektronickém měření frekvencí. Tyto metody patří mezi nejpřesnější a nejrychlejší. Přístroj Contitech CONTI VSM-3 (obr.7.3) měří na principu snímání vlastní frekvence řemenu. Tímto přístrojem lze měřit klínové, klínové drážkové i ozubené řemeny.



Obr.7.3 ukázka přístroje Contitech CONTI VSM-3 [20]

$$F_o = 4 \cdot m \cdot l_v^2 \cdot f_v^2 \quad [18]$$

(7.3)

### **Měření předpětí pomocí elektronického přístroje**

Před měřením zkontrolujeme zda je pohon vypnut. Poté zapneme přístroj a umístíme jej doprostřed měřené větve senzorem kolmo na směr pohybu řemene. Jestliže je řemen vyroben ze světlého materiálu, který má dobré odrazové vlastnosti, tak je zapotřebí, aby byl senzor přístroje umístěn přibližně 10-20 [mm] nad řemenem. Naopak, pokud je materiál řemene tmavé barvy s nízkou odrazivostí, tak se musí senzor přístroje umístit 1-5 [mm] nad řemen. Při měření je velmi důležité, aby byl senzor umístěn rovnoběžně s hřbetem řemenu. Následuje rozkmitání řemene, které se vyvodí rukou nebo pomocí tupého předmětu, tak aby se nepoškodil řemen. Je zapotřebí, aby řemen po úderu vykonával stejnosměrný pohyb s dostatečně velikou amplitudou. Výsledkem měření je zobrazení hodnoty frekvence [Hz] na displeji měřícího přístroje. Dle vztahu (7.3) se poté jednoduše dopočítá velikost statické síly  $F_0$  působící v řemen. Podle výsledku výpočtu případně upravit napnutí řemenů napínacím zařízením a opakovat výpočet, dokud se nedosáhne požadovaného výsledku.

## 8, Závěrečné shrnutí

Hlavním cílem této bakalářské práce bylo navrhnout napínací zařízení pro vodorovný řemenový převod a popsat způsoby kontroly předpětí řemenu.

Napínací zařízení jsem navrhl pomocí naklápěcí plošiny, kterou jsem navrhl svařovanou z široké oceli 11 373.0, což zaručí dostatečnou tuhost. Tento způsob napínání řemenů má jednoduchou konstrukci, obsluhu a údržbu. Při dimenzování celého uzlu napínáku jsem vycházel z velikosti potřebné napínací síly a změně osově vzdálenosti. Navrhl jsem a pevnostně zkontroloval velikost závitu napínacího šroubu, výšku matice napínacího šroubu, čepy, svary vidlice a upevňovací šrouby motoru. Všechny navržené spoje mají dostatečnou bezpečnost, což zaručuje dlouhodobý bezporuchový chod naklápěcí plošiny.

Pro kontrolu předpětí řemene jsem navrhl použít buď mechanický přístroj pracující na principu měření průhybu řemene, nebo elektronický přístroj, který změří vlastní frekvenci řemenu, což se následně přepočte na předpětí.

Tvorbou této práce jsem si ověřil zkušeností získané během studia na fakultě strojní.

## 9 Seznam použitých pramenů

- [1] Boháček F.: *Části a mechanismy strojů III. Převody*. Brno, skriptu VUT v Brně, 1987
- [2] Dejl Z.: *Konstrukce strojů a zařízení. Spojovací části strojů*. Montanex, Ostrava, 2000. ISBN 80-7225-018-3
- [3] Dillinger J. a kolektiv: *Moderní strojírenství pro školu a praxi*. Europa-Sobotáles, Praha, 2007. ISBN 978-80-86706-19-1
- [4] Kaláb K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Ostrava, skriptu VŠB-TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3
- [5] Kaláb K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Ostrava, skriptu VŠB-TU Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8
- [6] Kaláb K.: *Návrh a výpočet řemenového převodu*. Vysokoškolská příručka. VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2008. [www.347.vsb.cz](http://www.347.vsb.cz).
- [7] Kříž R.: *Strojnické tabulky II.-Pohony. Hřídele, ozubené převody, řetězové a řemenový převody*. Montanex, Ostrava, 1997. ISBN 80-85780-51-8
- [8] Leinveber J., Vávra P.: *Strojnické tabulky*. Albra, Úvaly, 2003. ISBN 80-7361-011-6
- [9] Němček M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů. Spoje*. Ostrava, skriptu VŠB-TU Ostrava, 2002.
- [10] ČSN 02 3110 *Hnací klínové řemeny klasických průřezů. Základní rozměry a kontrolní metody*. Český normalizační institut, Praha, 1986.
- [11] ČSN 02 3111 *Hnací klínové řemeny klasických průřezů. Výpočet převodu a předávaných výkonů*. Český normalizační institut, Praha, 1986.
- [12] ČSN 02 3179 *Řemenice pro hnací klínové řemeny klasických průřezů. Základní parametry, rozměry a kontrolní metody*. Český normalizační institut, Praha, 1986.
- [13] ČSN 02 3180 *Řemenice pro klínové řemeny. Základní ustanovení*. Český normalizační institut, Praha, 1986.
- [14] ABB – katalog motorů. IEC Low Voltage Induction Motors 400V 50Hz, ABB. [www.abb.com](http://www.abb.com)
- [15] *Klínové řemeny-katalog* Rubena, [www.rubena.cz](http://www.rubena.cz).
- [16] *Nízkonapěťové motory. Trojfázové asynchronní motory nakrátko 1LA7, osová výška 56 až 160, výkon 0,06 až 18,5kW*. Katalog K02-0409 CZ, Siemens, [www.siemens.cz](http://www.siemens.cz).
- [17] *Přístroj pro kontrolu předpětí řemenů CONTI VSM 1-2*. Continental Contitech - katalog, 2006, [www.tyma.cz](http://www.tyma.cz).
- [18] *Přístroj pro kontrolu předpětí řemenů CONTI VSM 3*. Continental Contitech - katalog, 2006,
- [19] *Přístroj pro kontrolu předpětí řemenových převodů TYMA BELT CONTROL AWI-I*. Tyma - katalog, 2006, [www.tyma.cz](http://www.tyma.cz).
- [20] The CONTI® BTT Hz Belt Tension Tester, Continental Contitech - katalog. [www.contitech-online.eu](http://www.contitech-online.eu).  
[www.contitech-online.eu](http://www.contitech-online.eu).
- [21] [www.gates.com](http://www.gates.com)
- [22] [www.sroubovespoje.kvalitne.cz](http://www.sroubovespoje.kvalitne.cz)
- [23] [www.tyma.cz](http://www.tyma.cz)
- [24] [www.uzimex.cz](http://www.uzimex.cz)

## **Poděkování**

Děkuji vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Květoslavu Kalábovi, Ph.D. za odborné konzultace, podnětné rady, ochotu a připomínky spolu s korekčními opravami, které vedly k zdárnému dokončení mé bakalářské práce. Dále děkuji rodičům, přátelům, známým a všem, kteří mne při mé bakalářské práci podporovali.

Jiří Gerla



## **10 Přílohy**

Příloha 1: Sestavný výkres -Napínák 1200N, GER095-1-1, A1

Příloha 2: Výrobní výkres řemenice -Řemenice, GER095-1-2 , A3

Příloha 3: CD obsahující bakalářskou práci